

# **STEIGERUNG DER EFFIZIENZ DER EXPANSIONSPROZESSE IM RAHMEN DER GASVERTEILUNG**

Von der Fakultät für Geowissenschaften, Geotechnik und Bergbau

der Technischen Universität Bergakademie Freiberg

genehmigte

## **DISSERTATION**

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

(Dr.-Ing.)

vorgelegt

von Dipl.-Ing. (FH) Alexej Zich

geboren am 10. Juli 1973 in Neftejugansk

Gutachter: Professor Dr.-Ing. Moh'd M. Amro, TU Bergakademie Freiberg

Professor Dr.-Ing. Alexander Schmidt, Gubkin-Universität Moskau

Stellungnahme: Professor Dr. oec. Dr. hc Roland Giese, Hochschule Zittau/Görlitz

Tag der Verleihung: 05. Dezember 2014

## **Danksagung**

Ich danke meinem Doktorvater, Herrn Professor Dr.-Ing. Moh'd M. Amro recht herzlich, der die Betreuung dieser Arbeit von Anfang an übernommen hat.

Ebenso möchte ich Herrn Professor Dr.-Ing. Shotidi, K.H., der die Betreuung als zweiter Doktorvater im Rahmen der Doppelpromotion mit der Staatlichen Universität für Erdöl und Erdgas in Moskau unterstützt hat, meinen herzlichen Dank aussprechen.

Auch dem ehemaligen Institutsleiter des Instituts für Bohrtechnik und Fluidbergbau, Herrn Prof. Dr. rer. nat. Friedrich Häfner gilt mein Dank, der mir im Jahr 2011 die Möglichkeit zur Promotion aufgezeigt hat.

Danken möchte ich auch allen Kollegen des Instituts für Bohrtechnik und Fluidbergbau, für die gute und vertrauensvolle Zusammenarbeit sowie für angeregte fachliche Diskussionen, für das Vertrauen, das sie mir entgegengebracht haben und für das Korrekturlesen.

Mein besonderer Dank gilt jenen Kollegen, Herrn Dipl.-Geol. Frederick Rose und Herrn Dipl.-Geophys. David Sauer, mit denen ich das Büro teilte.

Mein Dank gilt ferner den Industriepartner, ohne dessen Hilfe die Realisierung und Umsetzung dieser Arbeit nicht möglich gewesen wären: der Firma „Gazprom Transgaz Saint Petersburg“, insbesondere Herrn Fokin, G.A.

Zudem danke an ich den Kollegen der Atlas Copco Energas GmbH für die Bereitstellung von technischen Daten.

Dank gebührt weiterhin vielen einzelnen Personen, die auf unterschiedliche Weise zum Entstehen dieser Arbeit beigetragen haben, die ich hier aber nicht alle namentlich erwähnen kann.

Ganz besonders möchte ich auch meiner Familie für ihre Geduld und die Unterstützung und Aufmunterung in schwierigen Phasen der Arbeit danken.

Diese Arbeit wurde durch die Sächsische Aufbaubank von 01.10.2011 bis 30.09.2014 gefördert. Vielen Dank für die Bewilligung und das in mich gesetzte Vertrauen.

## **Inhaltsverzeichnis**

<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>5</b>
<b>1 EINFÜHRUNG</b>	<b>9</b>
<b>2 REALISIERUNG DER ISENTROPISCHEN EXPANSION</b>	<b>11</b>
<b>3 REALISIERTE SCHALTUNGEN VON EGA AN GVS UND ERDGASREGLERSTATIONEN</b>	<b>13</b>
<b>4 NEUE ENERGIEEFFIZIENTE ANLAGENSCHALTUNGEN AUF DER BASIS VON EGA</b>	<b>16</b>
<b>5 KONSTRUKTIONEN VON MODERNEN EXPANSIONS- UND GENERATORANLAGEN</b>	<b>28</b>
5.1 Klassifikationen von Expansionsturbinen	28
5.2 Überblick von in Deutschland und im Ausland hergestellten Expansionsturbinenanlagen	30
5.2.1 Expansionsturbinenanlagen der europäischen Länder	30
5.2.2 Expansionsturbinenanlagen der Hersteller aus den USA und Kanada	33
5.2.3 Expansionsturbinenanlagen der GUS-Länder	34
<b>6 THERMODYNAMISCHE UND WÄRMEBERECHNUNG</b>	<b>54</b>
6.1 Reduzierung	58
6.1.1 Drosselung	58
6.1.2 Adiabatische Expansion	60
6.2 Thermodynamische Größen der Erdgase in Bezug auf Bedingungen der Rohrleitungen	62
6.3 Vergleich der Berechnungen zwischen reale und idealen Gasen	67
6.4 Vergleich der Berechnungen zwischen Methan und Erdgasgemischen	71
6.5 Thermodynamische Grundlagen der Gaserwärmung	75
6.6 Funktionsschemen der GVS	80
6.7 Technisch-wirtschaftliche Betrachtung der Schemata von Gasverteilerstation (GVS)	84
6.7.1 Ausgangsdaten	84
6.7.2 Thermodynamische und thermische Berechnung	85
6.7.3 Thermodynamische Berechnung der Expansionsturbinen	88
6.7.4 Vergleichsanalyse der erhaltenen Berechnungsdaten	92
6.7.5 Kombiniertes Funktionsschema der Gasverteilerstation mit einer Wärmepumpe	93
6.7.6 Berechnung der Wirtschaftlichkeit	97

<b>7</b>	<b>IDENTIFIZIERUNG UND EINSCHÄTZUNG DER GEFAHREN DER GASVERTEILUNGSSYSTEME.....</b>	<b>101</b>
<b>7.1</b>	<b>Die typischen Szenarien der Unfälle in Gasverteilungsstationen und – anlagen.....</b>	<b>101</b>
<b>7.2</b>	<b>Algorithmus der zahlenmässigen Bewertung des Risikos von Unfällen in Gasverteilungsstationen.....</b>	<b>103</b>
<b>7.3</b>	<b>Kategorisierung und Identifizierung der Merkmale der Gefahren in der Gasverteilungsstation.....</b>	<b>107</b>
<b>8</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG.....</b>	<b>112</b>
<b>9</b>	<b>AUSBLICK.....</b>	<b>115</b>
	<b>Verzeichnisse.....</b>	<b>116</b>
	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>120</b>
	<b>ANHANG.....</b>	<b>125</b>
<b>A.1</b>	<b>Berechnung der Wirtschaftlichkeit bei Szenariorahmen im pessimistischen Fall.....</b>	<b>125</b>
<b>A.2</b>	<b>Berechnung der Wirtschaftlichkeit bei Szenariorahmen im optimistischen Fall.....</b>	<b>128</b>
<b>A.3</b>	<b>Berechnung der Wirtschaftlichkeit bei Szenariorahmen im Normalfall....</b>	<b>131</b>



## Symbolverzeichnis

### Lateinische Buchstaben

Einheit	Bedeutung	Dimension
$A_0$	Investitionssumme	€
$A(t)$	Ausgaben	€
$a$	Verhältnis	-
$b$	Breite	m
$C_0$	Kapitalwert	€
cat	Grädigkeit (engl. closest approach temperature)	K
COP	Wärmeverhältnis (engl. coefficient of performance)	-
$c_p$	spezifische Wärme bei konstantem Druck	J/kg
$c_{pm}$	mittlere spezifische Wärmekapazität	J/(kg·K)
$D_h$	Joule-Thompson-Koeffizient (Drossel-Effekt)	K/Pa
$d$	Durchmesser	m
$E(t)$	Einnahmen	€
$f$	spezifischer Lösungsumlauf	-
$G$	Massendurchfluss	kg/s
$H$	spezifische Enthalpiekonstante	J/kg
$h_0$	verfügbares Stufenwärmegefälle	
$h_{bc}$	verlorene Energie mit der Austrittsgeschwindigkeit	
$h_c$	Wärmegefälle im Düsengitter	
$h_f$	Feuchtigkeitsverluste	
$h_i$	Leistung der Zentripetalturboexpansionsmaschine	
$h_m$	Gasreibungsverluste von der Kreisebenen	
$h_n$	Partialitätsverluste	
$h_p$	Energie im Radlaufschaufelgitter	
$h_u$	spezifische Arbeit mit den Laufschaufeln	
$h_{ym}$	Leckverluste	
$j$	spezifische Dissipationsenergie	J/kg
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient	kW/(m²·K)
$L$	Hilfsfunktion	-
$L$	thermische Länge	K
$l$	spezifische Lösungswärme	J/kg
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/h
$m$	Masse	kg
$N$	Anzahl	-
$N_0$	verfügbare Leistung	kW
$N_e$	Effektivleistung	kW

<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>	<b>Dimension</b>
$N_i$	Innenleistung	kW
$N_M$	mechanische Verluste in der Zentripetalturboexpansionsmaschine	
$n$	Betrachtungszeitraum	Jahr
$P$	absoluter Druck	mbar bzw. Pa
$P_1$	Druck vor der Expansionsturbine	Pa
$P_2$	Druck am Auslass der Expansionsturbine	Pa
$pv$	potenzielle Funktion	
$Q$	Volumendurchlauf	$\text{nm}^3/\text{h}$
$Q'$	übertragene Leistung	W
$Q_H$	Wärmeleistung	kW
$q$	Kalkulationszinsfuß	%
$r$	spezifische Verdampfungswärme	J/kg
$S$	Teilung	-
$S'$	Entropiestrom	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K}\cdot\text{s})$
$T$	Temperatur (interne Temperatur in den Apparaten)	$^{\circ}\text{C}$ , K
$T_1$	Gastemperatur vor der Expansionsturbine	K
$T_2$	Gastemperatur am Auslass der Expansionsturbine	K
$t$	Temperatur (externe Temperatur im Wärmeträgerkreis)	$^{\circ}\text{C}$ , K
$t$	Betrachtungsjahr	Jahr
$V$	Volumen	$\text{m}^3$
$V'$	Volumenstrom	$\text{m}^3/\text{h}$
$v$	spezifisches Volumen	$\text{m}^3/\text{kg}$
$W'$	Wärmekapazitätsstrom	$\text{J}/(\text{s}\cdot\text{K})$
$Z$	Koeffizient der Superkompressibilität	
$z$	Temperaturkorrekturfaktor	-

## Griechische Buchstaben

Einheit	Bedeutung	Dimension
$\gamma$	Adiabatenindex:	-
$\Delta$	Differenz	-
$\varepsilon$	Leistungszahl	-
$\zeta$	Reaktionsgrad	
$\eta_{oi}$	Reversibilitätsgrad	
$\eta_{eg}$	Leistungsverluste im Elektrogenerator	
$\eta$	Leistungsverhältnis der Hauptkomponenten bezogen auf die Kälteleistung	-
$\eta_e$	effektiver Wirkungsgrad	-
$\eta_i$	Indikationswirkungsgrad	-
$\eta_M$	mechanischer Wirkungsgrad	-
$\eta_{el.}$	von einem Stromerzeuger	-
$\theta$	externes Leistungsverhältnis bezogen auf die Hochtemperaturwärmequelle	.- bzw. %
$\lambda$	Lagrange-Multiplikator	-
$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Anteil der Kälteleistung des DE-Kreislaufes an der Gesamtkälteleistung	.- bzw. %
$\varphi$	Koeffizient der Energieverluste im Düsengitter	-

## Symbole

a, b, c, ...	Koeffizienten
dy	Differential
f(x)	Funktionswert
$\bar{x}$	Mittelwert aus Messergebnissen
$\zeta$	Reaktionsgrad

## Indices

0, 1, 2, 3, ...	Lauf-/Zähl-/Zustandsvariable
A, B, C, ...	Lauf-/Zähl-/Zustandsvariable

## hochgestellt

*	partial
'	Flüssigkeitsphase (bzw. Ersatzzeichen für Massenstromkennzeichnung)
''	Dampfphase
LA	Verhältnis logarithmischer Temperaturdifferenz zu arithmetischer Temperaturdifferenz
LG	Verhältnis logarithmischer Temperaturdifferenz zu geometrischer Temperaturdifferenz

## Indices

### tiefgestellt

A	Abgas
a, b, c, ...	Komponente
a	außen
aus	Austritt aus einer Komponente
B	Betrieb
eff.	effektiv
ein	Eintritt in eine Komponente
el	elektrisch
extern	externe Verschaltung einer DE/SE
g	Gleichgewicht
log.	Logarithmus
Mess.	Messpunkt
min.	Minimum
rev	Reversibel
spec.	spezifisch

### Abkürzungen

A, G, K, V	Komponente
	A – Absorber
	G – Generator
	K – Kondensator
	V – Verdampfer
WT	Wärmetauscher
GET	Gasentspannungsturbine
EGA	Expansions- und Generatoranlagen
ET	Expansionsturbine
GVS	Gasverteilungsstationen
GRS	Gasreglerstellen
GVT	Gasverteilungsturbinen

# 1 EINFÜHRUNG

Der Energieeinsparung in der Industrie wird eine bedeutende Aufmerksamkeit geschenkt. Die solide und nachhaltige Energieversorgung ist eine der großen Herausforderungen für alle Industrienationen. Eine Möglichkeit der Energieversorgung ist die Anwendung von Expansions- und Generatoranlagen (EGA) zur Erzeugung von elektrischer Energie mittels der technologischen Gasdruckdifferenz in Gasversorgungssystemen.

Im aktuellen System der Gasversorgung erfolgt der Druckabbau des transportierten Erdgases durch Drosselung in zwei Stufen – an den Gasverteilungsstationen (GVS) und den Gasreglerstellen (GRS). Die Anwendung der EGA statt der Gasdrossel ermöglicht eine günstige Ausnutzung der Gasdruckdifferenz zur Energieerzeugung.

Die Expansions- und Generatoranlage ist eine Einheit zur Erzeugung von elektrischer Energie aus der vom expandierenden Fernrohrerdgas geleisteten Arbeit (ohne seine Verbrennung).

Die EGA besteht aus einer Expansionsturbine, einem Generator, einem Wärmeaustauscher, einem Kontrollsystem und einem -regler zur Steuerung der Prozessparameter. In der Gasentspannungsturbine wird die Energie des Gasstroms in mechanische Arbeit umgewandelt, die sich dann über einen mit der Gasentspannungsturbine verbundenen Generator in elektrische Energie umwandeln lässt. Beim Betrieb solcher Anlagen lassen sich neben elektrischer Energie Wärme und/oder Kälte erzeugen.

In der internationalen Praxis sind umfangreiche Erfahrungen des erfolgreichen Betriebs von EGA gesammelt worden. In Periodika wird die Wirtschaftlichkeit von EGA hoch bewertet, die vor allem durch die niedrigeren spezifischen Investitionskosten und den spezifischen Brennstoffverbrauch im Vergleich zu Dampf- und Gasturbinenanlagen charakterisiert sind.

Von der Fördersonde zur Gasverteilung beim im Bereich der Enderbraucher wird Erdgas unter hohem Druck (40–75 bar) durch Rohrleitungen transportiert. Falls Gas als Brennstoff in Dampf- und Warmwasserkesseln, Gasthermen, Öfen usw. verwendet wird, beträgt sein Druck vor den Brennern 1,2 bis 3 bar.

Auf der ersten Stufe – an der Gasverteilungsstation – wird der Gasdruck in Fernrohrleitung von 40–75 bar bis auf 12–15 bar verringert. Dann wird Gas durch Betriebsrohrleitungen auf die zweite Stufe – die Gasreglerstellen geleitet, wo der Druck von 6 ... 12 auf 1 ... 3 bar reduziert wird. Die Gastemperatur am Einlass von GVS und GRS hängt von der Jahreszeit ab und beträgt in Europa von -10 bis +10 °C. Für den Druckabbau an GVS und GRS werden Drosselungen verwendet.

Während der Drosselung an den Stationen des Druckabbaus ändert sich die Enthalpie des transportierten Erdgases nicht. Bei der Drosselung geht nur jenes Energiepotenzial des Gasstromes verloren, welches mit seinem im Vergleich mit der Umgebung erhöhten Druck verbunden ist. Dieses Potenzial charakterisiert die Möglichkeit der Umwandlung von Energie des Gasstroms in mechanische Energie an einer Anlage.

Die Alternative zur Drosselung ist die Anwendung der isentropischen Expansion des Gases in einer Gasentspannungsturbine mit der Möglichkeit zur Ausnutzung der Arbeit.

In dieser Studie wird die thermodynamische Effizienz des Einbaus von EGA in GVS und GRS-Schaltungen unter verschiedenen Betriebsbedingungen, ohne naheliegende Objekte mit einem entsprechenden Überschuss an Wärmeenergie bewertet.

Nach der Vorstellung der Bauarten, werden Schaltschemen nach Stand der Technik erläutert, um dann insbesondere auf die Ausnutzung des Kälteeffekts einzugehen. Hier sieht der Autor Potenziale in Hinblick auf Energieeffizienz und Umweltverträglichkeit im Bereich der Weiterleitung von Erdgas zum Endverbraucher. Des Weiteren werden Aspekte der Wirtschaftlichkeit und der Betriebssicherheit von EGA beleuchtet.

## 2 REALISIERUNG DER ISENTROPISCHEN EXPANSION

Isentropische Gasexpansion ist in Expansions- und Generatoranlagen realisierbar [1, 3, 11, 12, 29, 46, 76]. Grundbestandteile der Expansions- und Generatoranlage stellen dabei die Gasentspannungsturbine und der elektrische Generator dar.

Die Gasentspannungsturbine ist eine Expansionseinheit, die als Arbeitsmedium transportiertes Erdgas benutzt, wobei Gas in der Gasentspannungsturbine nicht verbrennt, sondern beim Druck- und Temperaturabbau expandiert. Dabei wird potenzielle Energie des Gases in kinetische Energie und dann in mechanische Arbeit umgewandelt, die sich nachfolgend als elektrische Energie im Generator umwandeln lässt [20, 32, 69].

Konstruktive Besonderheiten der Expansions- und Generatoranlagen sind durch Unterschiede der Betriebsbedingungen in EGA bedingt. So, falls es eine Hochtemperaturquelle der zurückgewonnenen Wärme gibt, genügt es, Gas an der EGA auf einer Stufe vor der Gasentspannungsturbine zu erhitzen. Falls keine hoch potenzielle Auslasswärme vorhanden ist, lohnt sich ein Zwischenerhitzen des Gases zwischen den Stufen der Gasentspannungsturbine oder ein zusätzliches Erhitzen des Gases nach der Expansionsturbine. Bei stark schwankenden jährlichen und täglichen Belastungscharakteristiken muss man einen hohen Wirkungsgrad im breiten Bereich der Veränderungen in Gasverbrauch gewährleisten.

Es gibt zwei Anlagen, die sich vom Wirkungsprinzip voneinander unterscheiden: kinetische und volumetrische. Zu den Maschinen des volumetrischen Wirkungsprinzips gehören Kolbenexpansionsmaschinen [25, 44, 69, 90]. Expansionsmaschinen von kinetischer Wirkung heißen Gasentspannungsturbinen (GET) oder Gasverteilungsturbinen (GVT) [4, 11, 12, 29, 31, 32, 35, 59, 69].

Kolbenexpansionsmaschinen funktionieren zyklisch. Während des Kreisprozesses wiederholen sich Prozesse im Hubinhalt, d.h. im Raum zwischen den Zylinderwänden und dem Kolben.

Kolbenexpansionsmaschinen haben eine Reihe von Vorteilen [4]:

und

- einen breiten Bereich an Ausgangstemperaturen bei geringem Fördervolumen des Arbeitsmediums
- einen verhältnismäßig hohem Ausgangsdruck
- einfacher Betrieb
- gute Regelung bei geringen Kosten unter sonst gleichen Bedingungen;
- verhältnismäßig hoher Wirkungsgrad (0,7–0,85 abhängig vom Arbeitsmedium).

Ihre Nachteile sind geringere Betriebssicherheit und Lebensdauer sowie hohes Gewicht und Abmessungen im Vergleich mit kinetischen Maschinen. Kolbenexpansionsmaschinen sind hauptsächlich in kryogenischen und Kältemittelanlagen einsetzbar.

In der Gasentspannungsturbine wird die Energie vom komprimierten Gas in Stromenergie umgewandelt, im Gegensatz zu der Kolbenexpansionsmaschine, in der Gasenergie in Arbeit durch den Gasdruck auf den Kolben umgesetzt wird. Stromenergie lässt sich durch die Umsetzung von Arbeit erreichen.

Es ist festzustellen, dass die Umwandlung der Energie des komprimierten Gases in Stromenergie und ihre folgende Anwendung auf verschiedene Weise erfolgen kann [11, 12].

Zum Beispiel, kann man Gas zuerst in dem Gasleitschaufelkranz expandieren und dann den sich mit großer Geschwindigkeit bewegenden Gasstrom auf die Schaufeln leiten und dadurch die Schaufelscheibe in Bewegung versetzen. In diesem Fall bezeichnet man die Gasentspannungsturbine gewöhnlich als „aktiv“.

Man kann jedoch auch Gas unmittelbar im Raum zwischen Radschaufeln völlig ohne vorheriges Erhitzen in dem Gasleitschaufelkranz expandieren lassen. In diesem Fall spricht man von einer reaktiven Gasentspannungsturbine. Jedoch ist die Kombination der beiden Varianten von aus wirtschaftlichen Betrachtungen günstiger. Die Richtung der Gasbewegung in dem Gasleitschaufelkranz und im Rad der Gasentspannungsturbine kann radial, axial oder radial-axial sein.

Die Gasentspannungsturbine hat einen verhältnismäßig niedrigen Wirkungsgrad im Fall eines geringen Fördervolumens und höherer Dichten des Arbeitsmediums bei kleineren Abmessungen der Durchlaufzone. Das ist dadurch bedingt, dass der Wirkungsgrad von deren Größe abhängt. Bei Gasentspannungsturbinen sinkt er, weil die Abmessungen der Durchlaufzonen erniedrigt sind [4]. Außerdem wird die Lebensdauer der Gasentspannungsturbine wegen der hohen Drehzahl ihres Rotors bedeutend begrenzt.

Maschinen des volumetrischen Wirkungsprinzips werden bei verhältnismäßig geringem Fördervolumen und auch bei mittlerer oder höherer Differenz zwischen Gasdruck am Einlass der Maschine und an ihrem Auslass verwendet [65].

Die Gasentspannungsturbine ist bei bedeutend höherem Gasfördervolumen und niedrigerer Druckdifferenz einsetzbar. Gasentspannungsturbinen sowie Kolbenexpansionsmaschinen haben eine breite Verwendung in Kältemittelanlagen gefunden [4,11, 12, 29, 31, 32, 35, 59, 75].

Die Expansion in der Gasentspannungsturbine kann man theoretisch mehrstufig realisieren. Das heißt, Gas wird nicht unmittelbar vom Ausgangsdruck bis zum Enddruck expandiert, sondern schrittweise (stufenweise). Nach jeder Stufe partieller Expansion wird Gas zum Erhitzen in Wärmeaustauscher geleitet und danach wieder expandiert. Je mehr Stufen es dabei gibt, desto günstiger ist die Expansion.

Bei unendlich vielen Stufen und unendlicher Wärmezuleitung kann man die Expansion bei der gewünschter Temperatur realisieren. Das ist der günstigste Weg aller möglichen Expansionswege. In der Praxis ist wegen ihrer Komplexität sogar die zweistufige Expansion selten.

Wie schon bemerkt wurde, hängt die Temperatur am Einlass von GVS und GRS von der Jahreszeit ab und beträgt in Europa von -10 bis +10 °C. Wird das Gas vor der Gasentspannungsturbine nicht erhitzt, kann seine Temperatur auf zu -80 bis -100 °C sinken, was aus zwei Gründen unerwünscht ist.

Erstens, gibt es Temperaturbegrenzungen beim Betrieb von Gasrohrleitungen nach GVS und GRS, laut denen der Betrieb von Rohrleitungen bei Temperaturen unter - 30 °C untersagt ist [93].

Das kann prinzipiell mit einer einfachen Konstruktionslösung beseitigt werden: Man kann einen Gaserhitzer unmittelbar nach der letzten Stufe auf dem Auslass der Gasentspannungsturbine montieren. Zweitens, muss die Gastemperatur am Auslass der Anlage des Druckabfalls laut den normativen Forderungen über dem Taupunkt des jeweiligen Gasgemisches sein.

Der Wert des Taupunkts hängt von Feuchte, Druck und Temperatur des transportierten Gases ab und liegt in der Regel zwischen -7 bis -12 °C.

Bei niedrigen Temperaturen können sich Kristallhydrate im Gas bilden. Hydrate von Kohlenwasserstoff oder Kristallhydrate  $\text{CH}_4 \times 6\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{C}_2\text{H}_6 \times 7\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{C}_3\text{H}_8 \times 7\text{H}_2\text{O}$  und  $\text{C}_4\text{H}_{10} \times 7\text{H}_2\text{O}$ , sind weiße, kristalline Gebilde, die Eis oder dichtem Schnee ähnlich sind. Hydrate können sich sowohl in der flüssigen als auch in der festen Phase bilden, was unter ungünstigen Bedingungen zu Störungen im Normalbetrieb der Gasentspannungsturbine führen kann [93].



### **3 REALISIERTE SCHALTUNGEN VON EGA AN GVS UND ERDGASREGLERSTATIONEN**

In der internationalen Energiewirtschaft wird schon über 30 Jahren die Energie des unter Druck stehenden Gases genutzt. Zurzeit funktionieren über 200 Anlagen zur Erzeugung von elektrischer Energie mit Einzelleistung von Hunderten bis Tausenden kW an Druckabfallstationen in Westeuropa, in den USA, in Kanada, Japan und anderen Ländern [48, 51, 87].

In Italien sind über 300 Expansionsturbinen mit Einzelleistungen von 300 bis 500 kW in Betrieb. Diese Anlagen sind betriebssicher, leicht regelbar und hoch rentabel. Sie lassen sich im automatischen Modus mit minimalem Wartungspersonal betreiben [2].

Bekannt sind auch EGA, die grundsätzlich für die Tieftemperaturerzeugung an den Gasverflüssigungsanlagen geeignet sind; beiläufig wird auch elektrische Energie erzeugt.

Zum Erhitzen des Gases an Gasverteilungsstationen werden Wärmeaustauscher eingesetzt, deren Wärmedium Wasser ist, das in den organischen Brennstoff verbrennenden Kesseln vorgewärmt ist. Flammenerhitzer verwenden auch die beim Verbrennen des Brennstoffes erzeugte Wärme. Jedoch wurden in der letzten Zeit Flammenerhitzer durch elektrische Vorwärmer abgelöst.

So wurde eine zweistufige, parallel zur Drosseleinrichtung ins Gasverteilungssystem eingeschlossene Erdgasreglerstation an der Hauptgasverteilungsstation in der Stadt Ferrara (Italien) in Betrieb genommen. [1] Auf der ersten Stufe der Erdgasreglerstation wird Gas vom Ausgangsdruck von 40–43 bar bis auf einen Zwischendruck von 14–19 bar, auf der zweiten Stufe bis zum Enddruck von 4,8–5,2 bar expandiert (abhängig von der Jahreszeit). Gas wird mit Wasser von der Dampfkesselanlage vor der ersten Expansionsstufe bis auf 62,7 °C und vor der zweiten bis auf 61 °C vorgewärmt. Die erzeugte Strommenge macht etwa 70 % von der zum Erhitzen des Gases benötigten Wärmemenge aus, was fast das Doppelte der Leistungserzeugung von Wärmekraftwerken ist.

In der Erdgasübernahmestation „Energiezentrale Bocholt West“ wurde parallel zu den Hochdruckschienen eine Erdgasexpansionsanlage installiert. Die Expansionsanlage besteht aus zwei hintereinander geschalteten Entspannungsturbinen des Typs MTG 160 der Firma RMG.

Die erzeugte elektrische Energie wird über einen Trafo in das 10-kV-Netz der BEW eingespeist. Die maximale Leistung beträgt zweimal 160 kW, also 320 kW.

Die erste Turbine vermindert den Gasdruck von ca. 35 bar auf 10 bar und die zweite von 10 bar auf ca. 3 bar. Der maximale Durchfluss beträgt 8500 Nm<sup>3</sup>/h. Arbeiten kann die Anlage in einem Bereich von 2000 bis 8500 Nm<sup>3</sup>/h. Die für die Vorwärmung des Erdgases benötigte Wärmeenergie wird über eine Fernwärmeleitung aus dem BHKW einer Biogasanlage bereitgestellt. Die Entfernung der Biogasanlage beträgt ca. 800 m. Auf diesem Wege wird die Abwärme des BHKWs der Biogasanlage einer Nutzung zugeführt und für die Expansionsanlage ist kein eigenes BHKW erforderlich. Für Störfälle und zur Spitzenlastabdeckung steht eine Kesselanlage in der Übernahmestation bereit. Die gesamte Anlage arbeitet vollautomatisch und wird von der Netzleitwarte der BEW fernüberwacht.

An GVS „Juzhnaja“ von GUN „Mosgas“ wurden zwei Energiezentralen von je 100 kW in Betrieb genommen, die sowohl Strom, als auch Kälte erzeugen [30]. Der erzeugte Strom wird ins

Stromversorgungsnetz „Mosenergo“ gespeist, indem Kälte in Kühlanlagen (zum Lagern von Lebensmitteln) geleitet wird, durch deren Wärmeübergangsflächen Gas mit Temperaturen am Auslass der EGA von -15 bis -20 °C durchfließt. Nach der Erhöhung seiner Temperatur bis auf -1 bis +2 °C wird es wieder in die Rohrleitung zur Gasableitung von GVS geleitet. Dabei bleiben die Parameter des Gases unverändert, d.h., sie bleiben dieselben wie beim Betrieb ohne Energiezentrale.

Am Wärmekraftwerk in Brescia (Mensiu, Italien) wurde eine vierstufige Anlage aufgebaut, die parallel zu den Drosselleinrichtungen an der GVS angeschlossen ist. Der Betriebsdruckbereich am Einlass macht 40 bis 60 bar aus, der Druck am Auslass beträgt 2 bis 5 bar, die Gastemperatur am Einlass beträgt 170 °C, nach der Expansion 5 bis 20 °C. Das Erhitzen des Gases vor der Expansion erfolgt im Bündelrohrdampfwärmeaustauscher. Erdgas fließt durch die Rohre. In dem Raum zwischen Rohren wird Wasserdampf mit einem Druck von 11 bar und einer Temperatur von 210 °C geliefert. Die Temperatur des abgeleiteten Wasserdampfs beträgt 50 °C.

In den Niederlanden (Groningen) wurde die Erdgasreglerstation im Jahre 1987 an der GVS des Kraftwerks mit Dampferzeuger gebaut, wobei die Kraftwerksleitung um 1 % erhöht wurde [51]. Die Erdgasreglerstation ist eine zweistufige Einrichtung. Auf der ersten Stufe wird Gas vom Ausgangsdruck von 68 bar bis auf einen Zwischendruck von 17 bar expandiert, dann wird ein Teil des Gases in die Wasserturboanlage abgeleitet. Der andere Teil wird auf der zweiten Stufe bis 3–6 bar expandiert und in die Brennkammer des Kessels und den anderen Verbrauchern zugeliefert. Dabei wird Gas vor der Erdgasreglerstation und nach der Expansion auf der ersten Stufe der Turbine mit einem Teil des Kesselspeisewasserstroms bis auf 48 bis 71 °C und nach der Expansion auf der zweiten Stufe der Turbine bis auf 31 bis 58 °C erhitzt. Das vom Vorwärmer abgeleitete Gas weist einen Druck von 12 bar und einer Temperatur von 86 °C auf.

Es ist zu bemerken, dass, abhängig von den Projektbesonderheiten und der Systemgrößen der Erdgasreglerstation, der Wärmeverbrauch zur Stromerzeugung ca. 3900–4400 kJ/kWh ist. Er ist somit halb so groß wie in großen Kraftwerken.

In Amsterdam wurde eine Erdgasreglerstation im Jahre 1989 mit blockförmigen Wärme- und Kraftherzeugungsgasmotoreinheiten kombiniert [10]. Das von der Fernrohrleitung gelieferte Hochdruckgas wurde durch Wärme der Abgase der Gasmotorenstromgeneratoren bis auf 95 °C erhitzt, damit es nach der Expansion in der GVT eine Temperatur von 8 °C und einen Druck von 8 bar hatte.

Eine ähnliche Schaltung wurde seit 1989 an der GVS Ewing (Dortmund, Deutschland) eingesetzt [18]. Erdgas wird von 40–50 bar bis auf 4–16 bar in der Erdgasreglerstation expandiert. 70 % der für das Erhitzen des Erdgaserhitzers vor der Erdgasreglerstation benötigten Wärme wird von Wärme- und Kraftherzeugungsgasmotoreinheiten, 25 % von der Kesselanlage und 5 % von der Kühleinheit der Stromgeneratoren abgeleitet.

Im Lukomler Kraftwerk 28 (Weißrussland) wurde eine Expansions- und Generatoranlage mit einer Leistung von 5MW im Februar 2000 in Betrieb genommen [33].

Die Gasentspannungsturbine ist eine Gasturbine mit der GRS parallelen Gasrohrleitung. Der Druck vor der GRS beträgt 11 bis 12 bar, danach - 1,25 bar. Zum Erhitzen des Gases vor der EGA nutzt man einen Wasser-Gas-Wärmeaustauscher, der als Wärmemedium Heizwasser von der Fernwärmeleitung benutzt.

Nach diesem Wärmeaustauscher wird Wasser in Wärmeaustauscher geliefert. Diese Wärmeaustauscher sind zum Erhitzen des Gases von etwa +1 bis auf +3 °C nach der Expansionsturbine, vor seiner Förderung

in die Kesseleinrichtungen des Kraftwerks bestimmt. Danach fließt Heizwasser in den Heizwasserbehälter und wird in eine Rücklaufheizwasserleitung gepumpt. Damit die Wärme des Heizwassers ausgenutzt werden kann, ist der Wärmeaustauscher nach dem Luftkühler des Generators und dem Ölkühler vom Schmiersystem der EGA eingebaut. Dort wird die Wärme zum Erhitzen des Gases benutzt. Das gekühlte Prozesswasser wird im geschlossenen Kreis wieder an den Ölkühler und Luftkühler des Generators geliefert. In der Sommerperiode, in der die Möglichkeit besteht, den Gasverbrauch durch Vollbelastung der Gasentspannungsturbine zu verwirklichen, muss man bei der Belastung von 2,2 bis 2,3 MW wegen der strengen Begrenzung der Temperatur des Heizwassers arbeiten. In der Winterperiode, wenn die Temperatur des Heizwassers eine Belastung der Gasentspannungsturbine darstellt, ist das wegen dem niedrigen Grenzwert der Gaslieferung ins Kraftwerk unmöglich.

Im Wärmekraftwerk 21 von „Mosenergo“ GmbH wird Gas vor der EGA mit Direktheizwasser erhitzt [19, 21, 36]. Das Heizwasser fließt nach dem Gas-Wasser-Wärmeaustauscher in den gemeinsamen Rückheizwassersammler. Das Gas kommt unter 8 bis 12 bar von der Fernrohrleitung auf die mechanischen Gasfilter, dann fließt es ins System bestehend aus Gas-Wassererhitzern. Dort wird es mit Heizwasser aus dem Sammler bis 80 ... 85 °C erhitzt und in die Expansionsturbinen gefördert.

Im Sredneuralsk Kraftwerk von „Sverdlovenergo“ wurde eine experimentelle und industrielle Turbinengasentspannungsanlage (TGEA) anstelle der GVS mit Druckdifferenz von 12/1,7 bar gebaut [8]. Das System zum Erhitzen des Gases ist ein autonomer Kreislauf. Als Heizmittel wird das von 170 bis 70 °C abgekühlte Niederschlagswasser benutzt. Zu den Grundbestandteilen dieses Kreislaufsystems gehört ein Niederdruckvorwärmer (NDV), der unmittelbar an einem der funktionierenden Kessel eingebaut ist und zwei Erdgaserhitzer (EH), die sich im Gebäude der TGEA befindet. Im NDV wird das Niederschlagswasser durch die Wärme der Abgase der Kessel bis 170 °C erhitzt. Danach wird die Wärme dieses Niederschlagswassers dem Erdgas im EH übergeben, wobei seine Temperatur vor der Turbine bis auf 135 °C erhöht wird.

## **4 NEUE ENERGIEEFFIZIENTE ANLAGENSCHALTUNGEN AUF DER BASIS VON EGA**

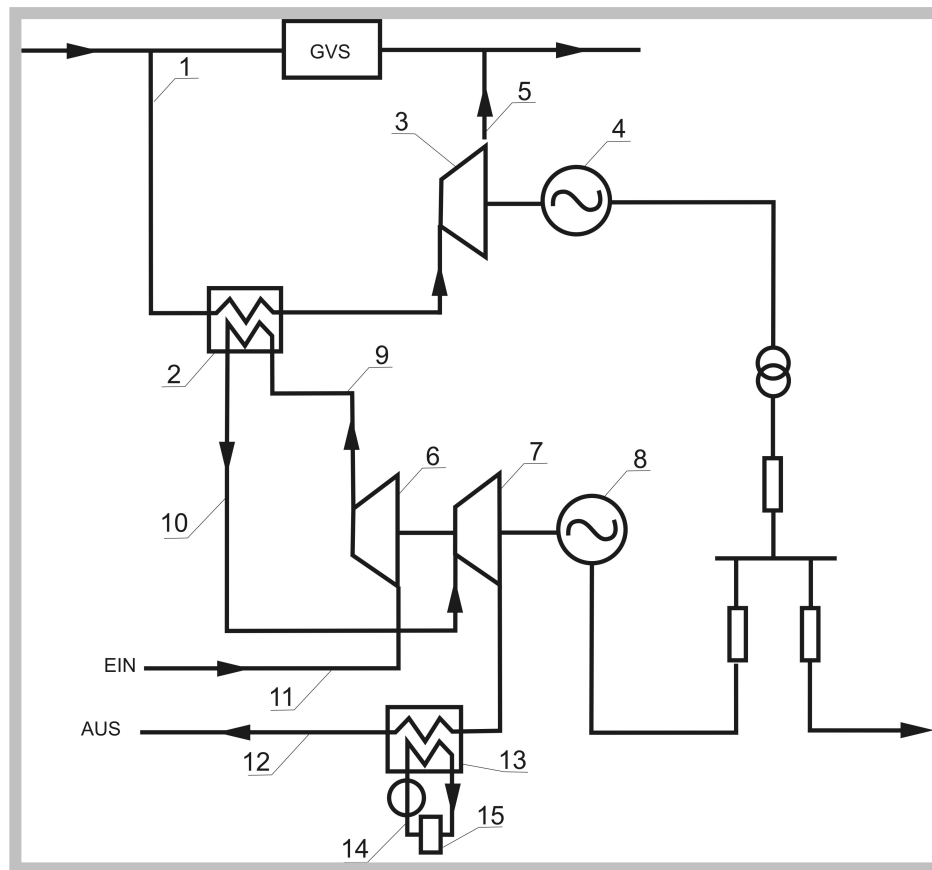
Wie oben bereits erwähnt, können zum Erhitzen des Gases vor der Gasentspannungsturbine Quellen potenzieller Energie verwendet werden, die meistens bei der Verbrennung von organischen Stoffen, zum Beispiel, Erdgas, erzeugt wird.

Zwar ermöglichen die vorhandenen Expansions- und Generatoranlagen die Nutzung des Überdrucks des transportierten Erdgases für die Stromerzeugung, jedoch trägt dies zur Luftverschmutzung bei. Als Folge führt das zur Verschlechterung der wirtschaftlichen Kennzahlen der Anlage wegen Ausgaben für Brennstoffverbrennung.

Das kann man verhindern, indem man das Erdgas nach dem Luftkompressor und vor der Expansionsanlage mit der mechanisch erwärmten Luft erhitzt. Bei solch einer technischen Lösung wird Wärmeenergie der Umwelt, in diesem Fall der atmosphärischen Luft, für den normalen Betrieb der EGA eingesetzt. Diese Schaltung ist eine Modifikation einer Schaltung des Erhitzens mit einer Wärmepumpe.

Das Prinzipschaltbild der Anlage, in der heiße Luft vor dem Luftkompressor für das Erhitzen des transportierten Gases nach der Gasentspannungsturbine benutzt wird, ist in Abbildung 4.1 dargestellt [61].

Die Anlage enthält die Hochdruckrohrleitung 1, die in Richtung der Gaseinspeisung in die Gasentspannungsturbine eingebaut ist, den Wärmeaustauscher zum Erhitzen des Gases 2, ausgeführt nach dem Typ „Luft-Gas“, die Gasentspannungsturbine 3, die kinematisch mit dem Stromgenerator 4 verbunden ist, die Niederdruckrohrleitung 5, die den Auslass der Gasentspannungsturbine mit der Gasleitung hinter der GVS (GRS) koppelt, den Drucklufterzeuger 6, der kinematisch mit der Druckluftturbine 7 und dem Elektromotor 8 verbunden ist, die Heizluftrohrleitung 9, die den Auslass des Drucklufterzeugers mit dem Wärmeaustauscher 2 verbindet, das Hochdruckluftversorgungsrohr 10, das den Wärmeaustauscher 2 mit dem Auslass der Druckluftturbine 7 koppelt, die Niederdruckluftrohre 11 und 12, die den Einlass des Drucklufterzeugers und Auslass der Druckluftturbine mit der Umwelt entsprechend verbinden. Um die Kälte zu nutzen, die bei der adiabatischen Luftexpansion erzeugt wurde, wird ein Wärmetauscher nach der Druckluftturbine 7 in der Niederdruckluftrohrleitung 12 eingebaut. In diesem Wärmetauscher wird der kalten Luft durch ein Kühlmittel im geschlossenen Kreislauf 14 Kälte entzogen. Die von der Luft erhaltene Kälte wird dem Kälteverbraucher 15 übergeben.



**Abbildung 4.1: Expansions- und Generatoranlage mit zwei Wellen, einer Druckluftturbine und einem Druckluftherzeuger [93].**

1 Hochdruckrohrleitung; 2 Wärmetauscher; 3 Expansionsturbine; 4 Generator;  
5 Niederdruckrohrleitung; 6 Luftkompressor; 7 Luftdruckturbine; 8 Elektromotor;  
9 Hochdruckluftversorgungsrohr; 10 Kaltluftrohrleitung; 11&12 Niederdruckluftrohre;  
13 Wärmetauscher; 14 geschlossener Kreislauf; 15 Kälteübergabe

Die Wirkungsweise der Anlage ist wie folgt. Die Expansionsanlage 3 erhitzt das durch die Rohrleitung 1 zur Expansionsanlage 3 gelieferte Gas bis auf die Temperatur  $T_G$  im Wärmetauscher 2, in dem als erhitzender Wärmeträger die mechanisch erwärmte Luft am Auslass des Druckluftherzeugers 6 benutzt wird. Der Druckluftherzeuger 6 wird mit dem Elektromotor 8 und der Druckluftturbine 7 betrieben. Durch die Luftkompression im Druckluftherzeuger wird die Lufttemperatur erhöht. Indem man die Wärme dieser Luft im Wärmetauscher benutzt, erhitzt man das Gas vor der Expansionsturbine. Dabei wird der Verdichtungsgrad des Druckluftherzeugers 6 auf derart gewählt, dass die Lufttemperatur am Auslass des Druckluftherzeugers  $T_{aus}$  höher ist, als die erforderliche Temperatur des erhitzten Gases  $T_G$ , d.h.  $T_{aus} > T_G$ . Nach dem Wärmetauscher 2 wird die gekühlte Luft durch das Luftversorgungsrohr 10 in den Einlass der Druckluftturbine 7 geleitet. Bei der adiabatischen Expansion in der Turbine wird die Luft in der Turbine gekühlt. Nach der Druckluftturbine wird die kühle Luft durch die Luftrohrleitung 12 in die Umwelt abgeleitet. Der Druckluftherzeuger 6, die Druckluftturbine 7 und der Elektromotor 8 haben eine kinematische Verbindung. Der Einsatz der Druckluftturbine 7 ermöglicht eine Senkung der Leistung des Elektromotors 8. Der in der Luftrohrleitung 12 eingebaute Wärmeaustauscher- Kälteverwerter 13 wird im Kältemittelkreis 14 mit dem Kälteverbraucher 15 verbunden. Der Strom, der vom Stromgenerator 4 erzeugt

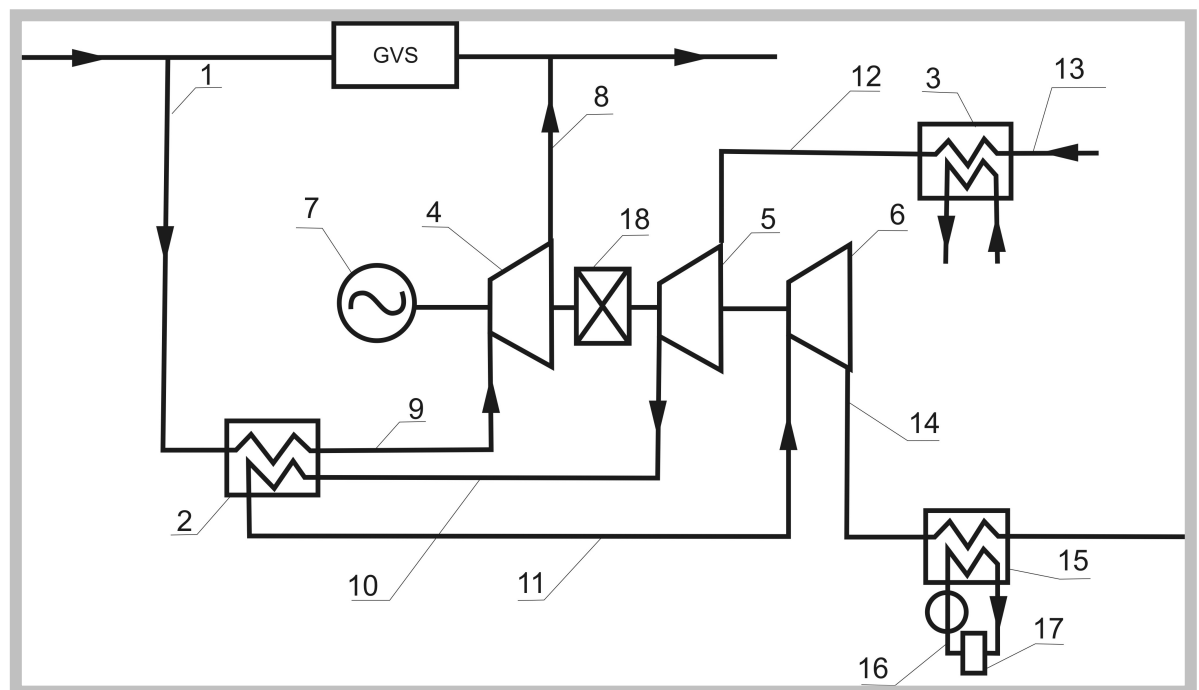
wird, wird ins Netz eingespeist. Der Stromgenerator 4 ist mit der Gasentspannungsturbine 3 kinematisch verbunden. Ein Teil dieser Energie wird für den Betrieb des Elektromotors 8 benutzt.

In dem das Gas nicht durch Heizluft aus Abgasen des Druckluftherzeugers und aus der Verbrennung von Brenngas erhitzt werden muss, wird die Erhöhung der wirtschaftlichen und ökologischen Kennzahlen der Expansions- und Generatoranlage erzielt.

Außerdem lässt sich die Effizienz der Schaltung (Abbildung 4.1) durch Beseitigung der elektrischen Verluste dank der Verbindung der Expansionsturbine, des Generators, des Druckluftherzeugers und der Druckluftturbine erhöhen [82].

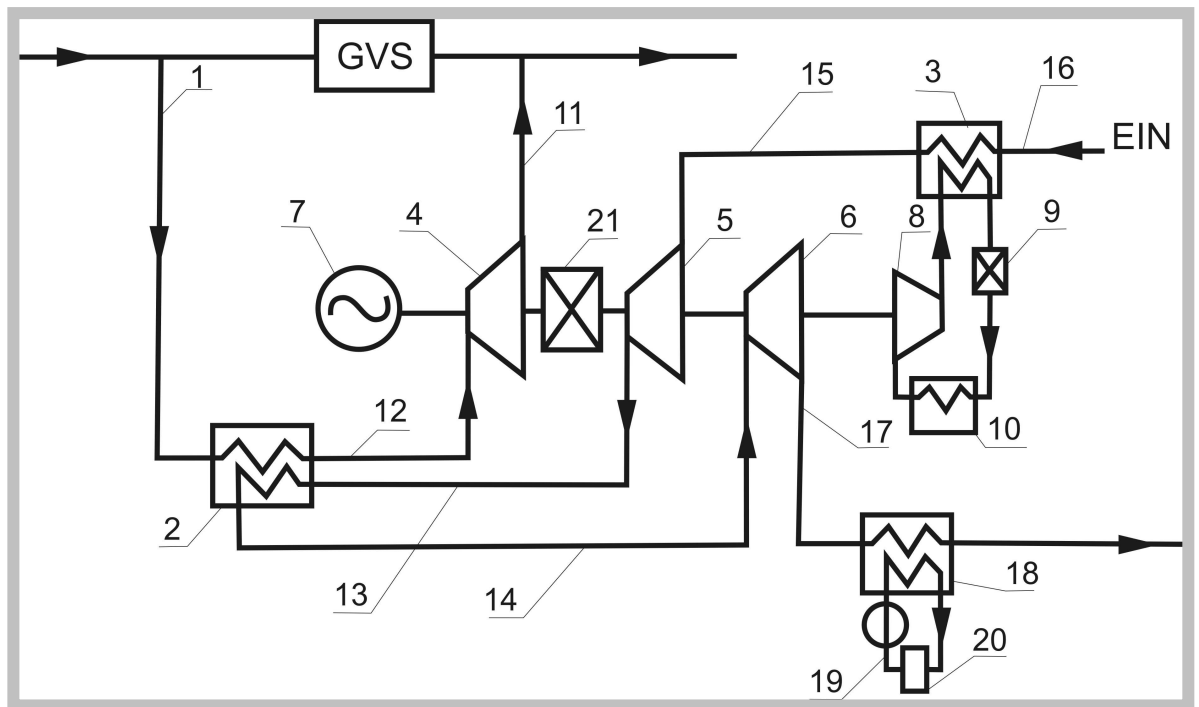
In diesem Fall wird die Effizienz der Schaltung um bis zu 20 % erhöht. Jedoch besitzt diese Schaltung auch einen Nachteil, und zwar einen hohen Energieaufwand für den Antrieb des Druckluftherzeugers. Dieser Nachteil lässt sich mittels der in den Abbildungen 4.2 und 4.3 dargestellten Anlagenschaltungen beheben.

Da die Luft vor dem Druckluftherzeuger erhitzt wird, sinkt die für den Antrieb des Druckluftherzeugers benötigte Leistung.



**Abbildung 4.2:** *Expansions- und Generatoranlage mit einer Druckluftturbine und einem Druckluftherzeuger mit atmosphärischer Lufterwärmung über fremde Quelle* [93].

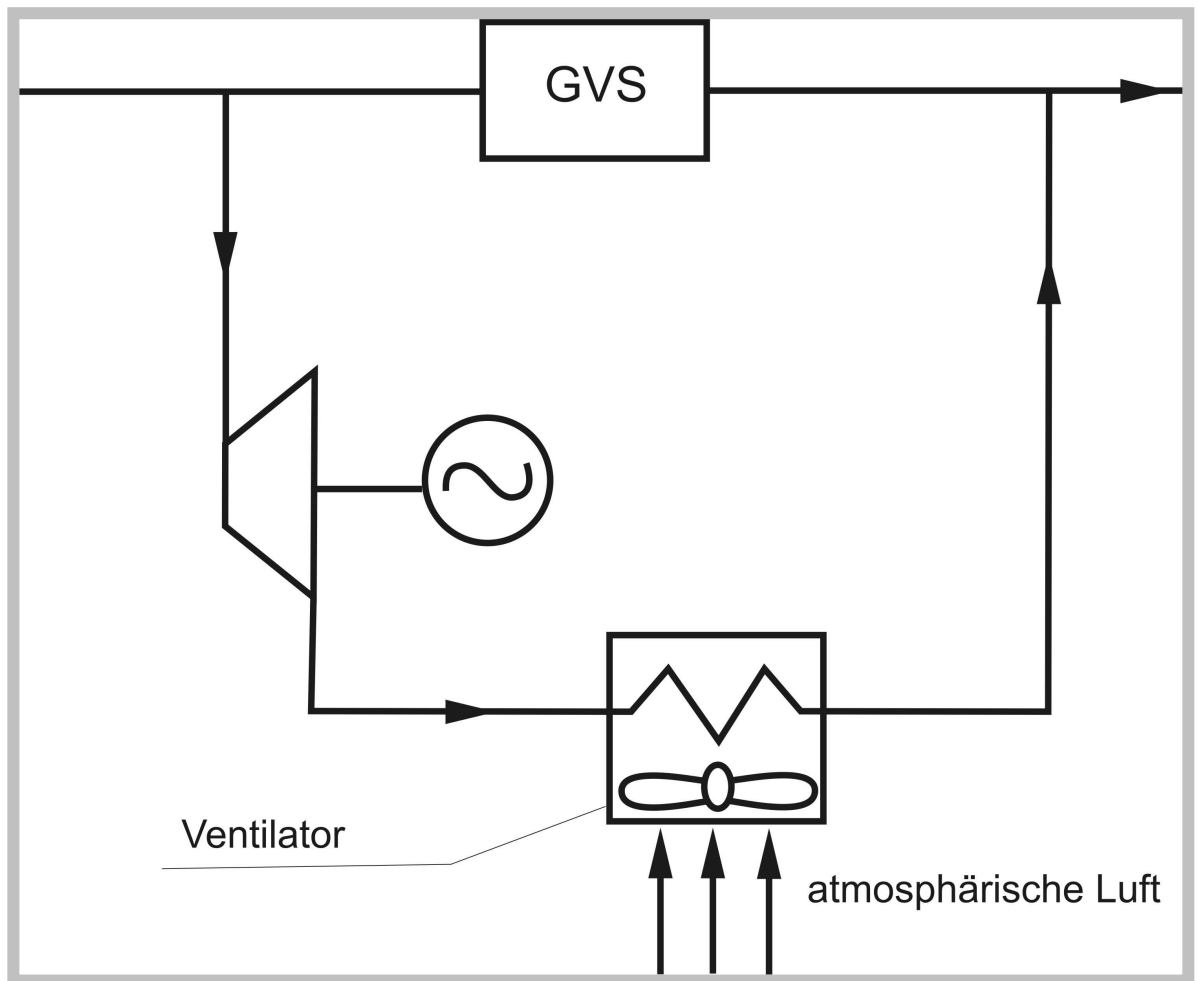
1 Hochdruckrohrleitung; 2 Wärmetauscher; 3 Wärmetauscher; 4 Expansionsturbine; 5 Luftkompressor; 6 Luftdruckturbine; 7 Generator; 8 Niederdruckrohrleitung; 9 Heißluftrohrleitung; 10 Hochdruckluftversorgungsrohr; 11 Kaltluftrohrleitung; 12&13&14 Niederdruckluftrohre; 15 Wärmetauscher; 16 Kühlmittelerwärmung im geschlossenen Kreislauf; 17 Kälteübergabe; 18 mechanisches Getriebe



**Abbildung 4.3: Expansions- und Generatoranlage mit einer Luftdruckturbine und einem Luftkompressor mit atmosphärischer Lufterwärmung über Wärmepumpe [93].**

- 1 Hochdruckrohrleitung; 2 Wärmetauscher; 3 Wärmetauscher; 4 Expansionsturbine; 5 Luftkompressor; 6  
Luftdruckturbine; 7 Generator; 8; Kompressor; 9 Drossel; 10 Verdampfer; 11 Niederdruckrohrleitung;  
12 Heißluftrohrleitung; 13 Hochdruckluftversorgungsrohr; 14 Kaltluftrohrleitung; 15&16&17  
Niederdruckluftrohre; 18 Wärmetauscher 19 Kühlmittelerwärmung im geschlossenen Kreislauf; 20  
Kälteübergabe; 21 mechanisches Getriebe

Eine andere Modifikation der Schaltung zum Erhitzen mit Umgebungswärme kann die in Abbildung 4.4 dargestellte Schaltung sein, bei der kühle Luft am Auslass der Gasentspannungsturbine durch die Umweltluft erhitzt wird. Dieses Schema hat einen höheren Wirkungsgrad, denn nur das Gebläse wird durch eine Gasentspannungsturbine betrieben.

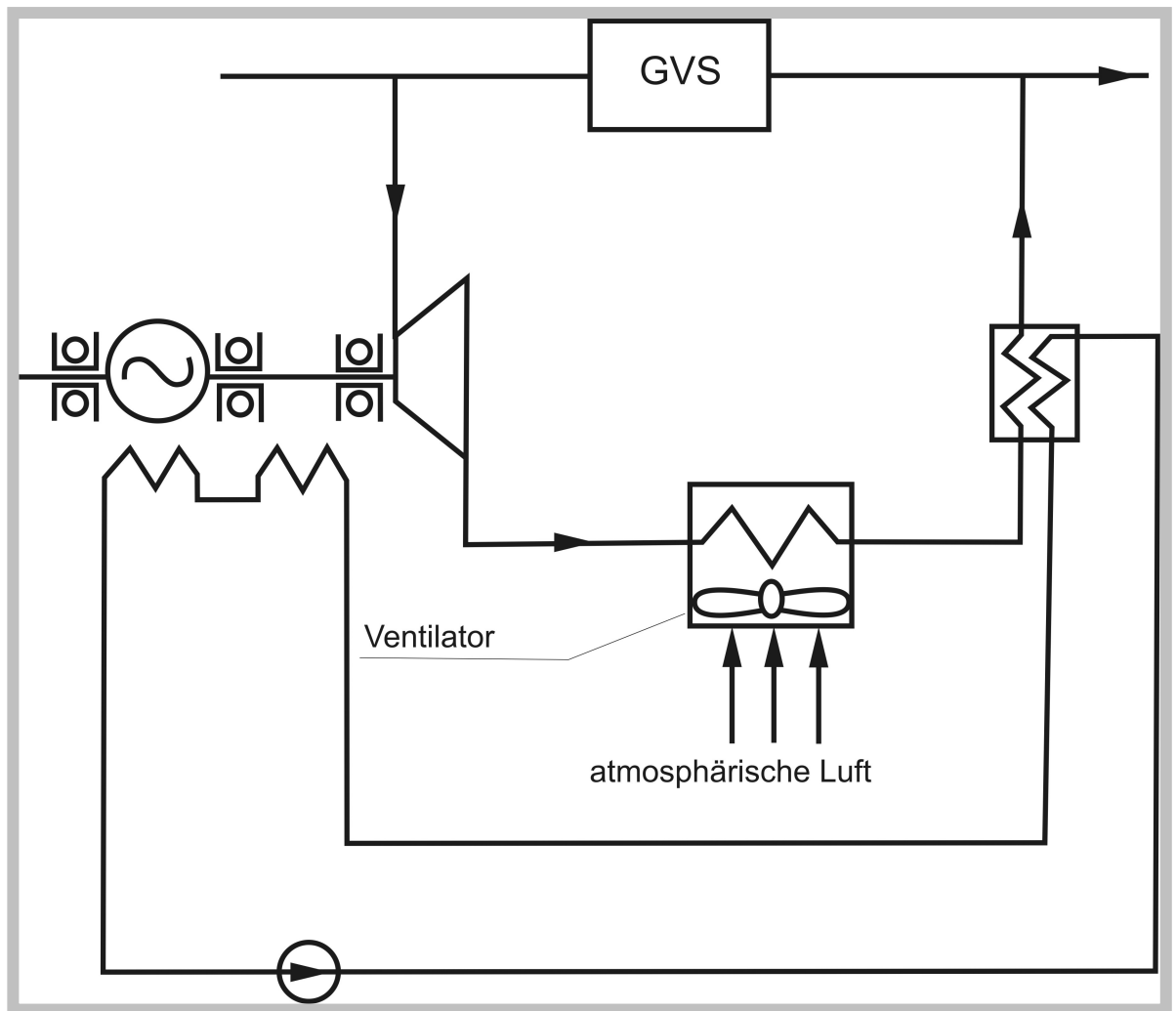


**Abbildung 4.4:** Expansions- und Generatoranlage mit Gaserwärmung über atmosphärische Luft <sup>[93]</sup>.

Außerdem kann ein solches Schema unter bestimmten Bedingungen als Schema zur Gewinnung von Wasserdampf aus der Umweltluft betrachtet werden. Der Nachteil der Schaltung ist eine geringe Temperatur des in die Gasrohrleitung abgeleiteten Gases.

Die geringe Temperatur lässt sich teilweise oder völlig bei der Realisierung der in Abbildung 4.5 dargestellten Schaltung ausgleichen, bei der die Wärme der mechanischen und elektrischen Verluste für das Erhitzen des Gases benutzt wird (etwa 10 % der Gesamtleistung von EGA).





**Abbildung 4.5:** *Expansions- und Generatoranlage, bei der das Gas durch die Wärme der Umweltluft erhitzt wird sowie mit mechanischen und elektrischen Verlusten* [93].

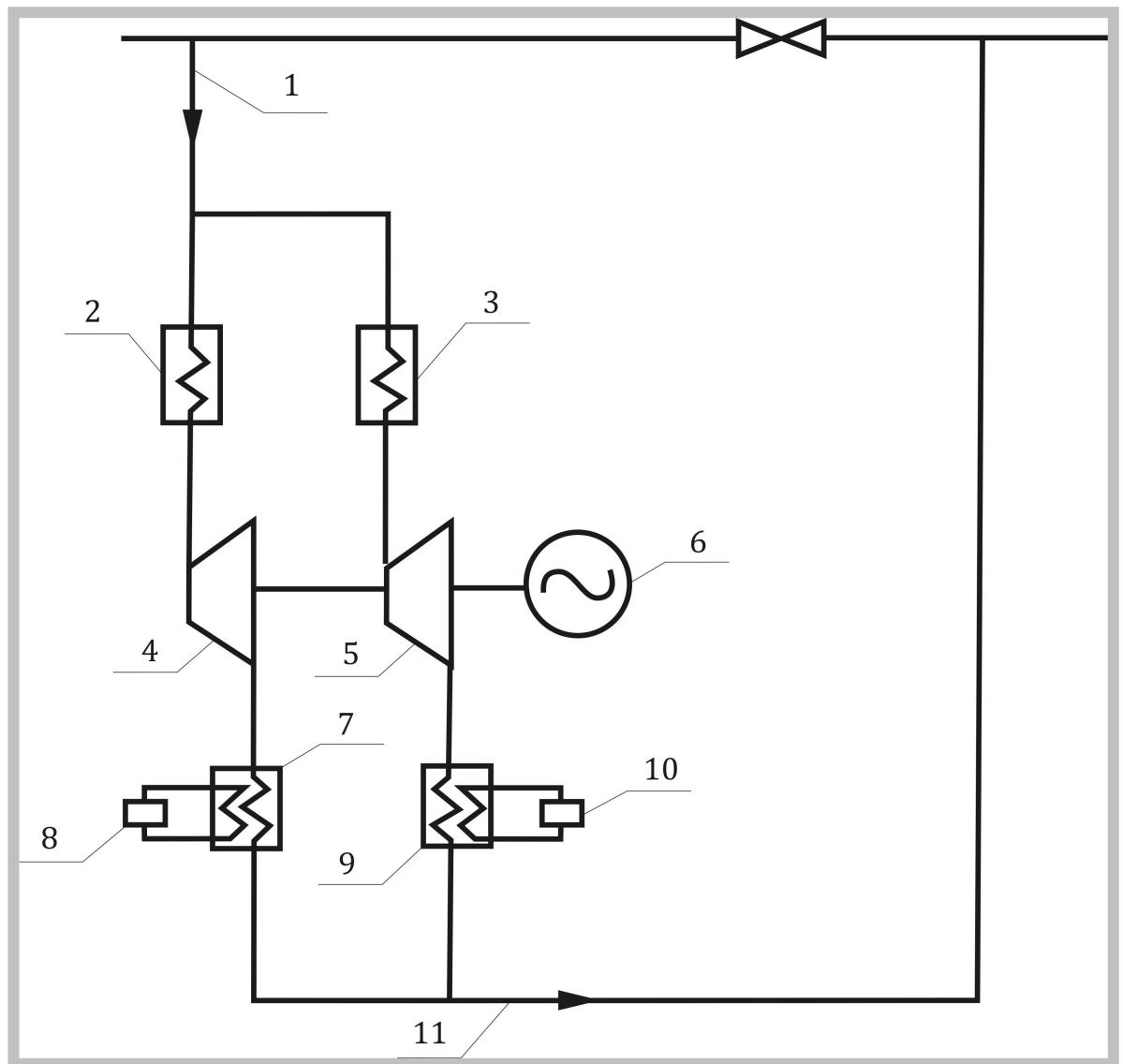
Breitere Anwendungsmöglichkeiten der EGA bietet die Anlage, deren Schaltung in Abbildung 4.6 dargestellt ist. An der Anlage lassen sich gleichzeitig Strom, Wärme und Kälte für den äußeren Verbraucher produzieren [88].

Die Bestandteile der Anlage sind die Hochdruckrohrleitung 1, die in Richtung der Gaseinspeisung in die Gasentspannungsturbine eingebaut ist, zwei Wärmetauscher zum Erhitzen von Gas 2 und 3, die Expansionsturbine, die in zwei Sektionen 4 und 5 untergliedert ist, die kinematisch mit Stromgenerator 6 verbunden sind, der Wärmetauscher 7 für Kälteversorgung des Verbrauchers 8, der Wärmetauscher 9 zur Wärmeversorgung des Verbrauchers 10 und die Niederdruckrohrleitung 11.

Die Wirkungsweise der Anlage ist wie folgt. Beim Betrieb der Expansionsturbinen 4 und 5 wird der durch die Hochdruckrohrleitung 1 zur Gasentspannungsturbine gelieferte Gasstrom in zwei parallele Ströme gegliedert und in den Wärmetauschern 2 und 3 erhitzt. Die Wärmetauscher liegen entsprechend vor der ersten und zweiten Sektionen der Expansionsturbine. Ein Teil des Gases wird vor der ersten Sektion der Gasentspannungsturbine 4 im Wärmetauscher 2 erwärmt. Ein anderer Teil wird zusätzlich im Wärmetauscher 3 erhitzt und in die zweite Sektion der Gasentspannungsturbine 5 geleitet, wo seine nachfolgende Expansion stattfindet. Am Auslass der ersten Sektion der Gasentspannungsturbine 4 befindet sich der Wärmetauscher 7, der den Verbraucher 8 mit Kälte versorgt und den Auslass des Zylinders der

Gasentspannungsturbine 5 mit der Niederdruckrohrleitung 11 verbindet. Der Auslass der zweiten Sektion der Gasentspannungsturbine 5 ist mit dem Wärmeaustauscher 9 versehen, der den Verbraucher 10 mit Wärme versorgt. Das erwärmte Gas expandiert in der Gasentspannungsturbine und leistet dabei mechanische Arbeit, die in elektrische Energie im Generator 6 umgewandelt wird.

Indem man den Gastrom in zwei parallele Ströme vor der Gasentspannungsturbine aufteilt und am Auslass der ersten 4 und zweiten Sektion 5 die Wärmeaustauscher 7 und 9 angebracht hat, kann man Wärme und Kälte gleichzeitig erzeugen und auf diese Weise die wirtschaftliche Effizienz bei der Erzeugung von Wärme und Kalte erhöhen.



**Abbildung 4.6:** Expansions- und Generatoranlage für die gleichzeitige Erzeugung von Strom, Kälte und Wärme (parallele Schaltung) <sup>1931</sup>.

1 Hochdruckrohrleitung; 2 Wärmetauscher; 3 Wärmetauscher; 4 Expansionsturbine;  
5 Expansionsturbine; 6 Generator; 7 Wärmeaustauscher für Kälteversorgung; 8 Verbraucher der Kälte;  
9 Wärmeaustauscher für Wärmeversorgung; 10 Verbraucher der Wärme; 11 Niederdruckrohrleitung;

Bei großen Gasdruckdifferenzen an der GVS (GRS) ist es zweckmäßig, die in Abbildung 4.7 dargestellte Schaltung anzuwenden. Dabei ist die Leistung von EGA höher, als in den vorhergehenden Fällen, wenn  $P_{\text{ein}}/P_{\text{aus}} = \text{konst.}$

Die Grundauszeichnung der in Abbildung 4.7 gezeigten Anlage besteht darin, dass das Gas nicht in zwei Ströme getrennt wird, sondern sequentiell fließt.

Die Anlage besteht aus dem Wärmeaustauscher 1 für Erhitzen des Gases, der durch das erwärmte Medium von einer Seite mit der Hochdruckrohrleitung 2, von anderer Seite mit dem Einlaufstutzen der ersten Stufe der Gasentspannungsturbine 3 verbunden ist. Nachfolgend ist der Wärmeaustauscher für die Kälteversorgung 4, der serienmäßig mit dem Erhitzer 5 verbunden. Dieser erhitzt das Gas vor der zweiten Stufe der Gasentspannungsturbine 6. Von der Turbine ist der Auslaufstutzen mit Wärmeaustauscher 7 gekoppelt, der die anfallende Prozesswärme aus der Gasentspannungsturbine nutzt. Von dort besteht eine Verbindung zu der Niederdruckrohrleitung 8. Der elektrische Generator 9 nutzt die kinematische Energie der Gasentspannungsturbine.

Die Vorteile der vorliegenden Anlage bestehen darin, dass hier die Möglichkeit gegeben ist, Strom zu erzeugen und gleichzeitig Wärme und Kälte zu liefern.

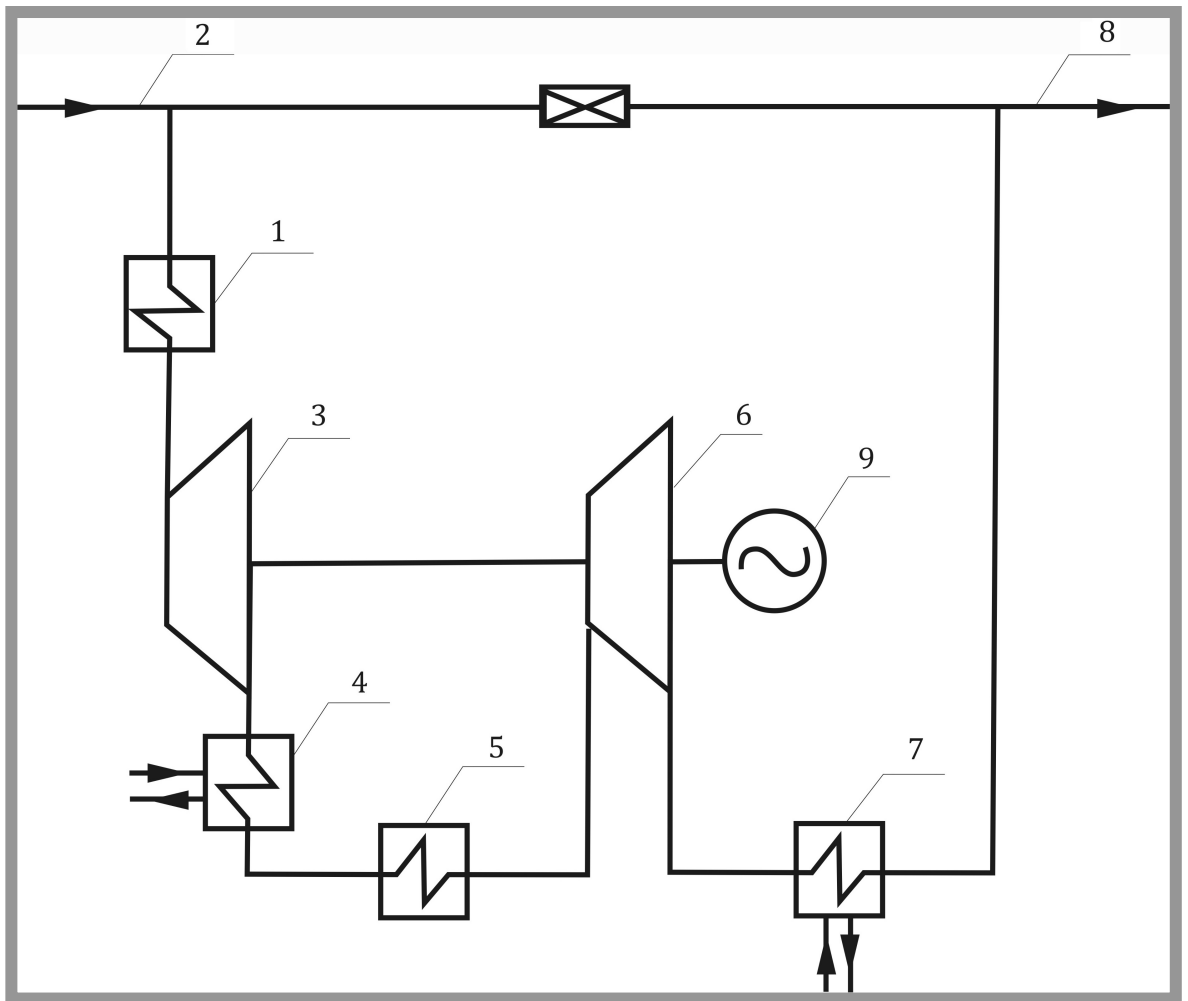
Solche technischen Lösungen im Bereich der Anwendung von EGA ermöglichen die Bereitstellung von Strom, Wärme und Kälte bei minimaler Umweltverschmutzung und maximaler wirtschaftlicher Effizienz. Jedoch bleibt neben der wirtschaftlichen Effizienz die Frage der Zuverlässigkeit und Betriebssicherheit der Anlage von großer Bedeutung.

Die in Abbildung 4.8 präsentierte Schaltung berücksichtigt die Betriebssicherheit der Anlage, indem sie die Möglichkeit des Eindringens von Gas in das Heizwassersystem ausschließt. Außerdem werden die Kosten der Anlage bedeutend gesenkt, weil die Länge der teuren technologischen Dampfversorgungsleitungen reduziert wird. Diese liefern den Dampf für den Gaserhitzer und führen das Wasserdampf ins entsprechende System des Wärmekraftwerks zurück. Diese Leitungen sind deswegen notwendig, weil die Gaserhitzer üblicherweise neben der in der Nähe der GVS liegenden Expansions- und Generatoranlage platziert sind.

Die Anlage enthält die in Reihe geschaltete Hochdruckrohrleitung 1, die kinematisch mit dem Elektrogenerator 3 gekoppelte Gasentspannungsturbine 2, die Niederdruckrohrleitung 4, die den Auslass der Gasentspannungsturbine mit den Brennern des Kessels verbindet. Die Dampfturbine 5 ist im Auslass mit dem Kondensator 6 gekoppelt, indem ihre Entnahmestutzen Verbindung mit den zwei Wärmeaustauschern 7 und 8 haben. Diese weisen eine „Dampf-Flüssigkeit“-Konstruktion auf und sorgen für das Erwärmen des technologischen Wärmeträgers mit Dampf.

Des Weiteren sind ein Wärmeaustauscher 9 für Erhitzen des Gases von der „Gas-Flüssigkeit“-Auslegung, eine zusätzliche Rohrleitungen 10, ein Entgasungsbehälter 11, der mit Atmosphäre verbunden ist und eine Pumpe 12 für das Vorpumpen des Wärmeträgers integriert.

Die Wirkungsweise der Anlage ist wie folgt. Die Expansionsanlage 2 erhitzt das durch Hochdruckrohrleitung 1 zur Expansionsanlage 2 gelieferte Gas im „Gas-Flüssigkeit“-Wärmeaustauscher 9, in dem als Wärmeträger die mit Pumpe 12 gepumpte Flüssigkeit benutzt wird.



**Abbildung 4.7:** Expansions- und Generatoranlage für die gleichzeitige Erzeugung von Strom, Kälte und Wärme (Reihenschaltung) [93].

1 Wärmeaustauscher; 2 Hochdruckrohrleitung; 3 Expansionsturbine; 4 Wärmeaustauscher für Kälteversorgung; 5 Erhitzer; 6 Expansionsturbine; 7 Wärmeaustauscher; 8 Niederdruckrohrleitung; 9 Elektrogenerator

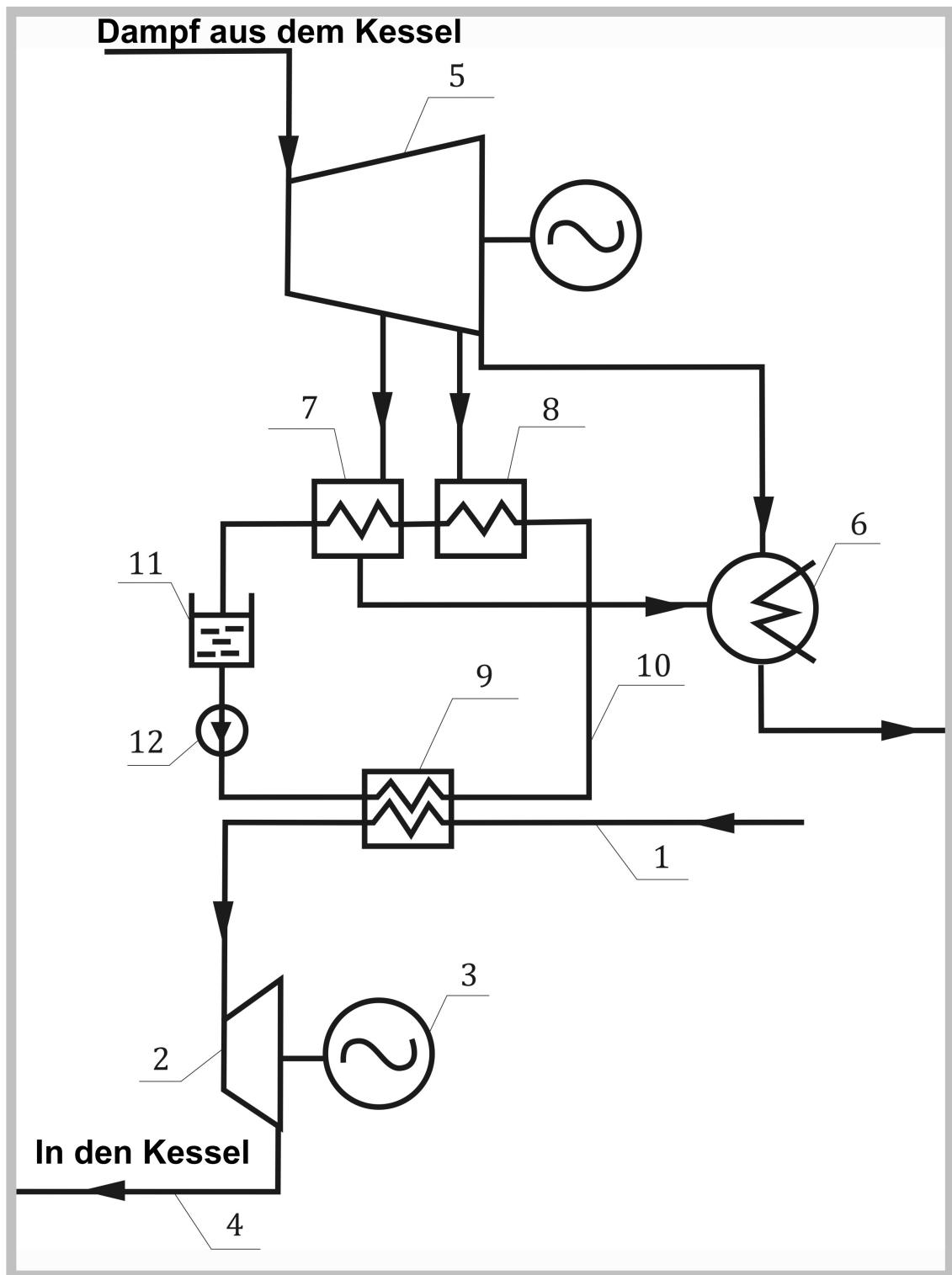
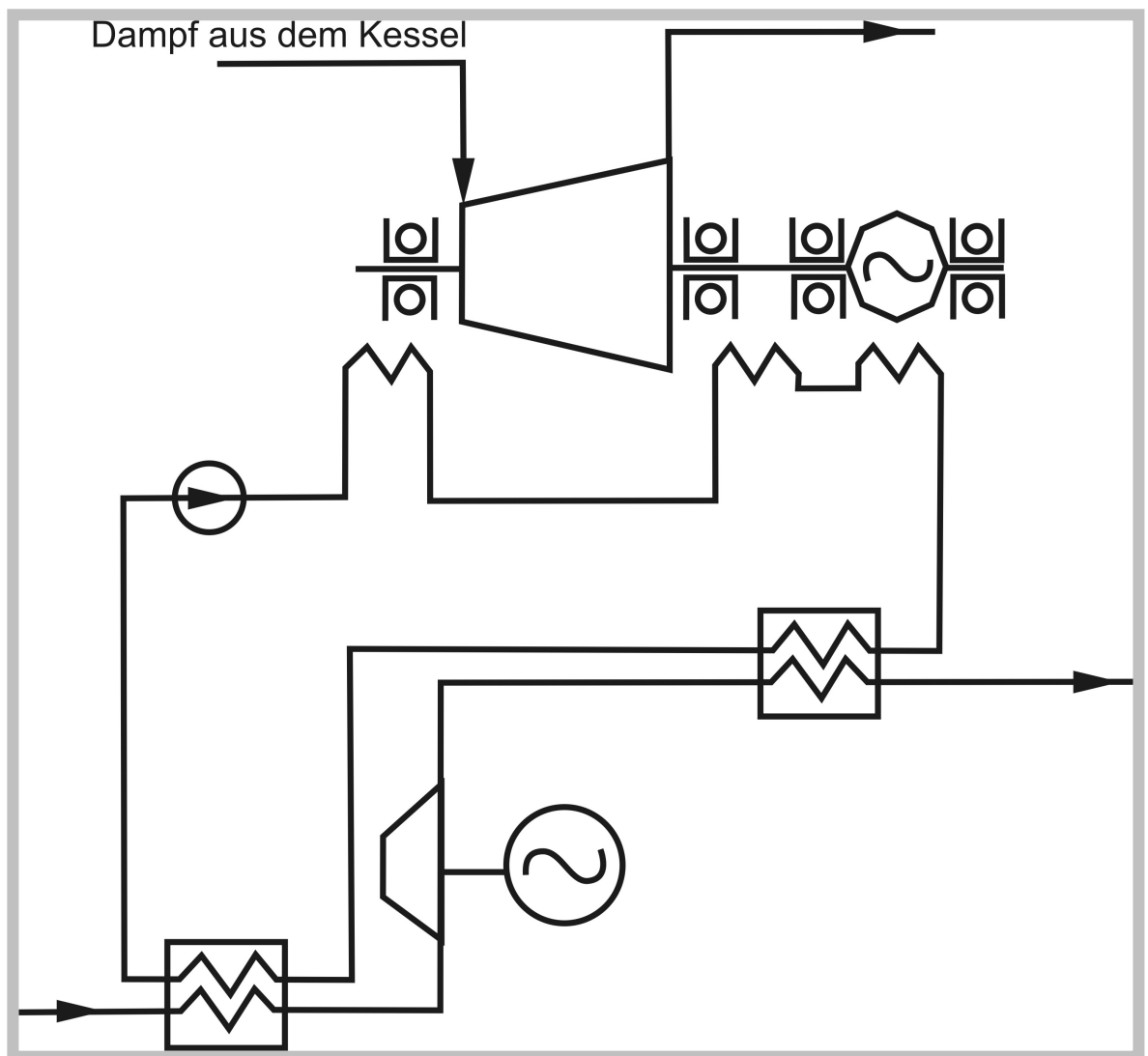


Abbildung 4.8: Expansions- und Generatoranlage mit dem Zwischenwärmeträger [93].

1 in die Reihe geschaltete Hochdruckrohrleitung; 3 Elektrogenerator; 2 Expansionsturbine; 4 Niederdruckrohrleitung 5 Dampfturbine; 6 Kondensator; 7 & 8 & 9 Wärmeaustauscher; 10 zusätzliche Rohrleitungen; 11 Behälter – Entgasung; 12 Pumpe für Vorpumpen des Wärmeträgers.

Der Wärmeträger wird mit Dampf von zwei Entnahmestellen der Turbine 5 in die Wärmeaustauscher 7 und 8 der Konstruktion „Dampf-Flüssigkeit“ geleitet. Nachfolgend gelangt das Gemisch in den atmosphärische Entgasungsbehälter 11 und wird mit der Pumpe 12 in den geschlossenen Kreislauf gepumpt. Das erhitze Gas expandiert in der Expansions-turbine. Dabei wird die mechanische Arbeit geleistet und in elektrische Energie im Generator umgewandelt.

Da die Möglichkeit des Eindringens des Gases von der Hochdruckrohrleitung 1 in die technologische Rohrleitungen des Kraftwerks und die Möglichkeit des Eindringens des entnommenen Dampfes von der Turbine 5 in die Hochdruckrohrleitung 1 ausgeschlossen sind, erhöht das die Zuverlässigkeit und Betriebssicherheit des Systems. Der vorhandene Zwischenkreis führt zudem zur Verminderung der technologischen Versorgungsleitungen (Dampf) und so zur Verminderung der Anlagekosten.



*Abbildung 4.9: Expansions- und Generatoranlage, bei der das Gas durch elektrische und mechanische Abwärme erhitzt wird [93].*

Man kann davon ausgehen, dass die Leistung von der EGA etwa 1–2 % der Leistung der Dampfturbinenanlage ausmacht. Dieses Gas wird an die Dampfturbinenanlage geliefert und wird gewöhnlich auf bis +80 °C erhitzt.

Die Abbildung 4.9 stellt eine solche Schaltung dar. Sie ist am wirtschaftlichsten für ein Wärmekraftwerk mit EGA.

Die Schaltung ermöglicht es, mechanische und elektrische Verluste der Grundanlage (~ 5 % der Gesamtleistung) und der EGA im Zyklus der Gaserwärmung zu nutzen. Die Schaltung weist eine maximale Effizienz auf.

Die vorliegenden Schaltungen haben sowohl Vor- als auch Nachteile. Die Frage, welche der Schaltungen zum Einsatz kommt, ist im jeweiligen Fall abzuwägen.

## 5 KONSTRUKTIONEN VON MODERNEN EXPANSIONS- UND GENERATORANLAGEN

Die Reduktionseinheit ist grundsätzlich für einen Gasdruckabbau (Reduktion) geeignet. Falls man eine einfache Reduktion des Erdgases in der Aufbereitungsanlage für Start-, Brennstoff- und Impulsgas durch Verfahren der „Auslösung“ der vorhandenen Druckdifferenz in der Turbine der Expansions- und Generatoranlage ersetzt, kann man die für die Gasverdichtung ausgegebene Energie zurückgewinnen.

Berechnungen und Erfahrungen beim Betrieb von ausländischen und einheimischen Expansions- und Generatoranlagen weisen einen Energiegewinn von 30 bis 50 kW/Tausend m<sup>3</sup> auf, abhängig von der Effizienz der Expansionsverlaufs in der Turbine.

Heutzutage halten Fachleute Expansionsturbinen für eine der zukunftsfähigen Arten der Turbinenanlagen mit einem breiten Absatzbereich. Internationale Hersteller bieten eine große Auswahl an Expansions- und Generatoranlagen von 8 bis 16500 kW an [5].

### 5.1 Klassifikationen von Expansionsturbinen

Die Gasentspannungsturbine (ET) ist ein Hauptbestandteil der Gasexpansionsanlage (GEA), die hauptsächlich den Bestand der nachgeschalteten Ausrüstungen sowie die Effizienz und Betriebssicherheit unter verschiedenen Bedingungen bestimmt.

Für viele Anlagen bedeutet das erhebliche Änderungen in Durchfluss und Druck der ankommenden Gasströme wegen täglicher und jahreszeitlicher Ungleichheit im Gasverbrauch der verschiedenen Einheiten.

Eine große Bedeutung haben auch Temperaturbedingungen des Anlagebetriebs, besonders wenn laut der Funktionsschemen zum Beispiel Erzeugung von Minustemperatur des Gases vorgesehen ist oder wenn das ankommende Gas ungewöhnlich stark erhitzt ist.

Unter sonst gleichen Bedingungen wird besondere Aufmerksamkeit dem folgenden geschenkt: der Gewährleistung des Betriebs der Gasentspannungsturbine mit hoher Drehzahl, der Aufnahme von möglichen Schlag- und Wechselbeanspruchungen, Kompatibilität mit angetriebenen Einrichtungen, automatischer Regelung und Selbststeuerung.

Die Konstruktionen von Gasentspannungsturbinen müssen folgenden Anforderungen entsprechen:

- ✓ Hoher Wirkungsgrad;
- ✓ Minimale Abmessungen und Masse;
- ✓ Hoher Zuverlässigkeitsgrad [74].

Die Konstruktionen der Gasentspannungsturbine können ein- und mehrstufig sein. Unter der Stufe versteht man die Kupplung von dem Schaufelrad und den Leiträdern, die vor und nach dem Schaufelrad platziert werden können. Im einfachsten Fall besteht die Stufe der Gasentspannungsturbine aus einem Schaufelrad und einem Leitrad, das Leitkranz heißt und vor

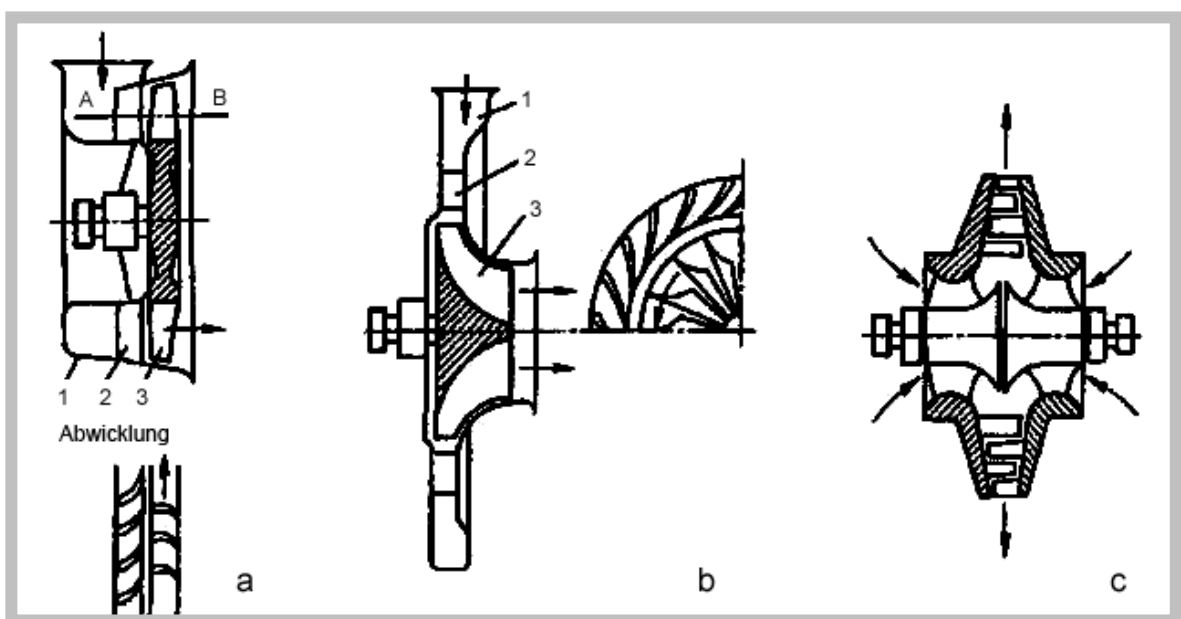


dem Schaufelrad moniert ist, sowie aus der Zufuhr- und Auslaufkammer [11]. Mehrstufige Konstruktionen werden bei Erfordernis eines hohen Wirkungsgrads der Gasentspannungsturbine bei starken Expansionen eingesetzt.

Bezogen auf die Grundrichtung der Bewegung des Stromes unterscheidet man axiale und radiale Expansionsturbinen. In der axialen Gasentspannungsturbine fließt das Gas durch die Leitungselemente entlang der Achse der Maschine. So sind die gemittelten Stromflächen zylindrisch. In der radialen Gasentspannungsturbine fließt das Gas durch die Leitungselemente vorwiegend in radialen achsensenkrechten Flächen. Diese werden als zentripetale Expansionsturbinen bezeichnet.

Die Stufe der Expansionsturbine, in der Gasdruck sowohl im Schaufelrad als auch im Leitrad verändert wird, wirkt reaktiv; Die Stufe, in der Gasdruck nur im Leitrad verändert wird, wird als aktiv bewertet. Zentripetale Expansionsturbinen haben meistens eine reaktive Konstruktionsauslegung, obwohl aktive Stufenbestandteile vorhanden sein können. Die Gliederung in aktive und reaktive Stufen ist mit den verschiedenen Typen des Profilgitters verbunden. Dabei spricht man terminologisch von aktiven, wenn sie mit der Veränderung der Bewegungsrichtung gekoppelt sind, und von reaktiven, wenn die mit der Veränderung der Geschwindigkeit gekoppelten Stromeinwirkungen an den Wänden des Kanals in Beziehung stehen.

In Abbildung 5.1 sind die Schemen des Strömungsteils von Gasentspannungsturbine dargestellt.



**Abbildung 5.1: Schemen des Strömungsteils der Expansionsturbine:**  
*a – einstufige axiale Turbine; b – einstufige radiale zentripetale Turbine; c – radiale zentripetale Turbine mit zwei Rotoren [93].*

In der einstufigen, axialen Gasentspannungsturbine (Abb. 5.1, a) fließt das Druckgas von der Zufuhrkammer an das Leitrad, dann der Maschinenachse folgend zum Laufrad. In der radialen zentripetalen Gasentspannungsturbine (Abb. 5.1, b) fließt das Gas von der Peripherie zum Zentrum und verlässt das Schaufelrad in der axialen Richtung. Die Expansion des Gases und der Abbau seiner Enthalpie erfolgen zuerst im Leitrad, dann im Laufrad: die kinetische Energie des Gases

wächst im Leitrad und sinkt im Laufrad. Die Umwandlung der Gasenergie in mechanische Energie findet im Laufrad statt.

Die Konstruktion der radialen zentripetalen Turbinen mit der Gasbewegung durch die Funktionsbauteile vom Zentrum in die Peripherie ist auch möglich. In diesem Fall verändert sich der Gasdruck im Laufrad fast nicht. Das Gas wird dabei im Leitrad expandiert. So gehören zentripetale Expansionsmaschinen zum aktiven Typ.

Das in Abbildung 5.1, c angeführte Schema deutet auf die Möglichkeit hin, die Turboanlage mit in Gegenrichtung rotierenden Schaufelgittern zu bauen. Solche Maschinen sind durch einen hohen Wirkungsgrad und kleine Abmessungen gekennzeichnet, sie sind jedoch schwer zu bauen und regeln.

Es gibt auch reaktive Düsenexpansionsturbinen.

Das Wirkungsprinzip der Gasentspannungsturbine besteht darin, dass sie Gas expandieren lässt, wobei äußerliche Arbeit geleistet wird. Die Arbeit der Druckdifferenz des Gasstroms in kinetische Energie des Gases im Leitrad wird völlig oder teilweise umgewandelt, um nachfolgend eine Umwandlung der Gasenergie in mechanische Energie durch das rotierende Laufrad vorzunehmen. Dieser Prozess wird vom Abbau der Enthalpie des Gases begleitet, d.h. Erzeugung der Kälte und Übergabe der mechanischen Energie an den Verbraucher.

Die von Expansionsturbinen produzierte Leistung wird von Elektrogeneratoren abgenommen [11].

## 5.2 Überblick von in Deutschland und im Ausland hergestellten Expansionsturbinenanlagen

### 5.2.1 Expansionsturbinenanlagen der europäischen Länder

Zurzeit stellen einige europäische Firmen (Atlas Copco, ABB u.a.) eine Reihe von Kolbenexpansionsmaschinen und Gasexpansionsturbinenanlagen mit verschiedener Leistung her [6, 7, 9, 18, 23, 30, 38 - 40, 42, 47, 51 - 53, 55, 60, 67, 81, 83, 91].

Die größte deutsche Maschinenbaufirma „Linde Aktiengesellschaft“ erzeugt Gasexpansionsturbinenanlagen seit Mitte der 1970er Jahre. 1975 wurden Gasentspannungsturbinen mit Elektrogenerator in Erdgasleitungen für einen Druckabbau von 28 bis 3,7 bar eingebaut. Die Leistung des Elektrogenerators war 1 MW; der Gasverbrauch betrug 25.000 nm<sup>3</sup>/h. Der Elektrogenerator wurde durch ein gemeinsames Planetengetriebe mit zwei radialen Expansionsturbinen betrieben. Die Drehzahl der Expansionsturbinen machte 24.000 U/min aus, die Drehzahl der Rotoren der Elektrogeneratoren war 3.000 U/min. An der Anlage wurde sowohl Strom als auch Kälte erzeugt.

In den 1980er Jahren wurde eine Gasexpansionsturbinenanlage an einer GVS eines chemischen Werkes durch die deutsche Firma „GHH Sterkrade“ errichtet. Konkret wurde eine axiale Gasentspannungsturbine verwendet, die für den Antrieb des Luftkompressors mit einer Leistung von 3,5 MW geeignet ist. Vor der Zufuhr in die Maschine wird das Gas bis auf 140 °C erhitzt. Der Eingangsdruck des Gases ist 55 bar, der Ausgangsdruck – 7 bar. Die Drehzahl vom Rotor beträgt 7.700 U/min.

Die Firma produziert auch Gasexpansionsturbinenanlagen für die Stromerzeugung mit einer Leistung von 1,2 MW. In der Gasentspannungsturbine wird Gas von 61 bis 5 bar expandiert, indem es von 42 °C auf bis 1 °C abgekühlt wird.

An der Gasverdichtungsstation „Eving“ (Dortmund) wird die Energie der Gasexpansion in der Gasentspannungsturbine für die Stromerzeugung im autonomen 4-Modul-Wärme Kraftwerk eingesetzt. Das Gas wird hier von 50 bar auf bis 4...16 bar expandiert. Beim Gasverbrauch von 1,44 Mio. nm<sup>3</sup>/d beträgt die Leistung der Anlage 3,2 MW. Dabei kann die erzeugte Energie sowohl in das öffentliche Stromversorgungsnetz bei Verbrauchspitzen eingespeist werden oder andererseits für den Eigenbedarf genutzt werden.

Die Gasexpansionsturbinenanlage der französischen Firma „C.E.M.“ an der GVS des Kraftwerks „Artikes“ ist seit 1965 in Betrieb. Das Brenngas für die drei Energiezentralen mit je einer Leistung von 125 MW wird in die Gasentspannungsturbine unter Druck von 42 bar eingespeist. Der Ausgangsdruck beträgt 2,5 bar und der Gasverbrauch 33.000 nm<sup>3</sup>/h. Die Leistung des Elektrogenerators kann mit 3 MW angegeben werden.

Von 1985 bis 1986 wurde eine Gasexpansionsturbinenanlage für die Stromerzeugung an der GVS des Gasversorgungssystems von Padua, Italien entwickelt. Nach dem Projekt muss ein Teil des in die GVS eingespeisten Gases vorher im Wärmeaustauscher erhitzt und dann in zwei serienmäßig eingestellten Expansionsturbinen geleitet werden. Das Gas wird mit dem vom Warmwasserkessel geleiteten Wasser auf eine Temperatur von 95 °C erhitzt. Jede Gasentspannungsturbine ist radial, einstufig. Das Gasgemisch wird von einem Ausgangsdruck von 11,5 bar bis zu einem Enddruck von 1,5 bar expandiert.

Bei einem Gasverbrauch von 0,72 Mio. nm<sup>3</sup>/d beträgt die Leistung der Anlage 1,5 MW. Die Expansionsturbinen übergeben die Leistung über ein eigenes Getriebe an einen gemeinsamen Synchrongenerator.

In der italienischen Stadt Ravenna ist eine Kaltgasrückgewinnungsturbinenanlage an einer GVS seit 1987 auch mit dem Ziel der Stromerzeugung in Betrieb. Das Gas wird unter Druck von 42 bar und mit Temperatur von 60,4 °C eingespeist; der Gasverbrauch macht 0,55 Mio. nm<sup>3</sup>/d aus. Das Gasgemisch wird mit Warmwasser des vorhandenen Heizungssystems im Wärmeaustauscher erhitzt. Zuerst wird das Gas in der ersten Gasentspannungsturbine expandiert, danach in einem anderen ähnlichen Wärmeaustauscher erhitzt und in die zweite Gasentspannungsturbine transportiert. Am Auslass ist der Gasdruck 5 bar und die Temperatur beträgt 5,2 °C. Beide Expansionsturbinen betreiben einen Asynchrongenerator (Leistung 380 V, Frequenz 50 Hz). Die Betriebsleistung des Generators beträgt 940 kW. Die Drehzahl der Expansionsturbinen ist 23.600 U/min, die des Elektrogenerators – 3.000 U/min.

Gasexpansionsturbinenanlagen für die Energieerzeugung in GVS werden auch von der belgischen Firma „ACEC“ hergestellt. Die Anlage besteht insbesondere aus einem Gaserhitzer, einer zentripetalen Expansionsturbine, einem explosionsgeschützten Asynchronelektrogenerator, einem Stromgleichrichter und einem Inverswandler. Der Generator produziert Strom mit einer Frequenz von 333 Hz, der danach in Regelstrom mit einer Frequenz von 50 Hz umgewandelt wird. Diese Gasentspannungsturbine ist für Druckabbauwert von 3 entwickelt worden. Die Drehzahl vom Rotor ist 20.000 U/min. Die ersten Expansionsturbinen hatte eine Leistung von 300 kW bei einem Wirkungsgrad von 0,80.

Die belgische Firma „ABB Energie“ hat eine industrielle Gasentspannungsturbine für Gasexpansionsturbinenanlagen in GVS der Gasversorgungsnetze der Firma „British Gas“ in Kent gebaut. Die den Asynchrongenerator betreibende Gasentspannungsturbine hat eine Leistung von 100 bis 1.070 kW

bei dem Gasverbrauch von 2 bis 6 kg/s und einer Drehzahl von  $14.000 \div 16.000$  U/min. Die Gasexpansion erfolgt in zwei Stufen der Expansionsturbine: In der ersten Stufe wird das vorher auf bis zu  $50\text{ °C}$  erhitzte Gas bis 17,5 bar expandiert, danach wieder bis  $50\text{ °C}$  erhitzt und auf der zweiten Stufe bis 1,2 bar und auf etwa  $0\text{ °C}$  expandiert.

Das System der elektrischen Transformation formt den durch den Elektrogenerator erzeugten Strom mit den Parametern 900 V und 266 Hz in Strom mit den Parametern 11 kV und 50 Hz um. Das Steuerungssystem auf der Basis eines Mikrorechners gewährleistet eine stabile Steuerung des Elektrogenerators und eine Kontrolle der Grundparameter der Expansionsturbine.

1987 hat die Firma „ABB Turbinen“ eine Gasexpansionsturbinenanlage für die Stromerzeugung in der GVS des Gasturbinenkraftwerks mit einer Leistung von 700 MW in Groningen (Niederlande) gebaut. Die Gasentspannungsturbine der Anlage besteht aus zwei Kammern. Die erste hat 5 axiale Stufen, die zweite – 4. Der Elektrogenerator ist asynchron und weist eine Leistung von 7,1 MW auf.

Die Kraftanlage enthält Gasturbinenmotoren und einen Dampfkessel. Daraus resultiert der spezifische Verbrauchs- und die Druckwerte des durch die Gasexpansionsturbinenanlage fließenden Gases. Die Anlage ist über eine parallele Kopplung mit drei Gasreduktionseinheiten der GVS verbunden.

Auf den ersten 5 Stufen wird ein Gasvolumen von 35,3 kg/s von einem Ausgangsdruck von 68 bar bis zu einem Zwischendruck von 17 bar expandiert. Unter diesem Druck wird ein Teil des Gases im Umfang von 10,9 kg/s ins Turbinenriebwerk abgeleitet. Der andere Teil wird in den anderen vier Stufen bis auf ein Druckniveau von  $3 \div 6$  bar expandiert und in die Brennkammer des Dampfkessels und an andere Verbraucher transportiert.

Vor der Gasentspannungsturbine und nach der Expansion bis auf das Niveau des Zwischendrucks wird das Gas auf bis  $48 \div 71\text{ °C}$  erhitzt. Nach der Expansion bis zum Enddruck erreicht es ein Temperaturniveau von  $31 \div 58\text{ °C}$  durch einen Wärmeaustausch mit einem Teil des vom Vorwärmer abgeleiteten Kesselspeisewassers.

Die israelische Firma „ORMAT“ produziert Gasexpansionsturbinenanlagen mit einem Leistungsbereich von 600 bis 1.200 kW. Die Anlagen werden parallel mit Gasreduktionseinheiten im Erdgasversorgungsnetz oder in der Ausrüstung des Gasverbrauchers angekoppelt. „ORMAT“ hebt hervor, dass solche Anlage, indem sie als duplizierender Druckregler wirken, eine robuste, umweltfreundliche Quelle für eine unterbrechungsfreier Stromversorgung darstellen, selbst wenn sie sich in entfernten, unbesetzten Areal befindet.

Die Anlage besteht aus einer Expansionsturbine, einem Generator, einem Erhitzer und aus einem automatisierten Steuerungs- und Schmiersystem. In der Konstruktion sind vollautomatisierter Betrieb, volle Reservierung, Fernbedingung und Betrieb in einem weiten Verbrauchs- und Druckbereich des Gases vorgesehen.

Die österreichische Firma „Test Alpine Linz“ stellt Expansions- und Turboanlagen mit einer Leistung von 6 und 12 MW für Strom erzeugende Gasexpansionsturbinenanlagen her.

Diese Übersicht zeugt nachdrücklich die Vielfältigkeit und das erhebliche Ausmaß der Anwendung von Expansionsturbinen, die die Energie des Überdruckerdgases in Erdgasversorgungssystemen der modernen Energiewirtschaft wiederverwerten.

Wenn man den stetig wachsenden internationalen Erdgasverbrauch sowie erhöhte Umweltaanforderungen an vorhandenen und zu bauenden Energieobjekten in Betracht zieht, kann man zur Schlussfolgerung über

Notwendigkeit der weitergehenden Einführung solcher Anlagen in verschiedene Industriebereiche kommen [78].

### 5.2.2 Expansionsturbinenanlagen der Hersteller aus den USA und Kanada

Die Herstellung von Gasexpansionsturbinenanlagen für GVS begann 1978, als der Kongress der USA die Stromerzeugung auf der Basis von sekundären Energiereserven genehmigt hatte. 1982 nahm die Firma „San Diego and Electric“ gemeinsam mit der Firma „Rotoflow“ die erste Gasexpansionsturbinenanlage zur Stromerzeugung in Kalifornien in Betrieb. Das Erdgas für die Anlage wird von drei Gasleitungen mit einem Rohrdurchmesser vom 406 mm entnommen. Die Betriebsleistung des Generators beträgt 250–300 kW, die Drehzahl ist 3600 U/min. Für seinen Antrieb wird eine einstufige zentripetale Gasentspannungsturbine mit einer Drehzahl von 18.000 U/min eingesetzt. Die Gasentspannungsturbine übergibt die Rotation an den Elektrogenerator über das einstufige Getriebe. Am Gestell der Gasentspannungsturbine ist zudem die Stromverteilungsausrüstung montiert.

1983 setzte „Rotoflow Corporation“ eine ähnliche Anlage am Gasvorkommen „Baker Field“ in Kalifornien ein. Die Leistung des Elektrogenerators macht 4 MW aus. In der Gasentspannungsturbine wird das Gas von 110 auf bis 41,4 bar expandiert. Man war der Überzeugung, dass sich die Anlage in einigen Jahren rentiert. Man muss dabei die ununterbrochene Arbeit dieser Firma in der Vervollkommnung der Konstruktion und der Erweiterung der Anwendungsgebiete von Expansionsturbinen hervorheben. Auch heute ist im Marketing dieser Firma immer noch eine signifikante Aufmerksamkeit den Expansionsturbinen, die Überdruckgasströme verwenden, gewidmet. Die Expansionsturbinen der Baureihe 20R4-100R sind unter Hochdruck (bis 207 bar) und Hochtemperaturen (von der Normtemperatur 20 °C bis Hochtemperatur 267 °C) funktionstüchtig. Der Gasverbrauch kann mit bis 30 kg/s, der Drehzahlbereich bis 50.000 U/min angegeben werden. In der Regel werden einstufige zentripetale Expansionsturbinen eingesetzt. Das Gas kann dabei im begrenzten Umfang korrodierende Zusätze und Flüssigkeitsphase enthalten.

1990 wurde „Rotoflow“ von der „Atlas Copco“ übernommen, die sie in ihrem neuen Unternehmensbereich „Applied Compressor and Expander Technique“, welche sich im Bau von Kompressoren und Expansionsanlagen spezialisierte, integriert wurde. Jetzt bietet diese Unternehmensgruppe unter anderen eine breite Auswahl an Maschinen an, die elektrische Energie auf der Basis der Expansionsturbinen erzeugen. Die Leistung von einzelnen Anlagen erreicht 7 MW.

Die Firma „Dresser Industries“ liefert ebenfalls Expansionsturbinen in einer breiten Auswahl an Bautypen für die Stromerzeugung mit einem Gasverbrauch von bis zu 0,85 Mio. m<sup>3</sup>/h. Der Gasdruck kann zum Beispiel bei einem Generator mit 970 kW bei der Eintrittstemperatur von 16 °C am Einlass 35 bar und am Auslass 7 bar betragen.

An der Entwicklung von Expansionsturbinen, die den Überdruck des Gases ausnutzen, arbeitet auch die Firma „Stewart and Stevenson“. Die Expansionsturbinen treiben die Elektrogeneratoren mit einer Leistung von 250 kW bei einer Drehzahl von 3600 Umdrehungen/Minute an. Die Firma stellt dabei die schnelle Amortisation der Anlagen heraus.

Die kanadische Firma „React Energy of Canada“ begann im Zeitraum 1987/1988 die Serienfertigung für eine Reihe von Expansionsanlagen für die Wiedergewinnung der Energie des Überdrucks des Gases an GVS. Die Anlagen wiesen einen Leistungsbereich von 50 bis 500 kW auf. Die Gasentspannungsturbine kann dabei als Antrieb von Elektromotoren, Kompressoren und Wasserpumpen fungieren.

In diesen Gasexpansionsturbinenanlagen gebraucht man einstufige Expansionsturbinen. Die Leistungsübergabe erfolgt durch ein Getriebe mit hoher Drehzahl. Die Anlage ist als ein Bauteil gefertigt, das mit allen Hilfseinrichtungen einschließlich Steuerungseinheit und Schmiersystem ausgerüstet ist, die am gemeinsamen Gestell montiert sind. Man liefert vier Bautypen der Anlagen mit Leistungen von 50, 125, 250 und 500 kW.

In kanadischen Informationsquellen heißt es, dass die Stromerzeugung an einheimischen Rückgewinnungsanlagen an allen Gasdrosselungsstellen, wo der Entspannungsgrad wenigstens 3 ausmacht, aus wirtschaftlicher Hinsicht sinnvoll ist.

### 5.2.3 Expansionsturbinenanlagen der GUS-Länder

Einführend wird die an GVS eingesetzte Gasexpansionsturbinenanlage UTDU-2500 betrachtet. In dieser Anlage wird der Elektromotor von der fünfstufigen Gasentspannungsturbine betrieben, deren Drehzahl 3.000 U/min ist. Für die Drehmomentübertragung am Motor wird die Laufwelle mit verzahnten Kupplungshälften eingesetzt. Vor der Gasentspannungsturbine wird das Gas in Flammerhitzern erwärmt. Die Anlage hat einen geschlossenen Schmierkreislauf, der die Antriebswelle der Gasentspannungsturbine unter allen Betriebsbedingungen sichert.

2006 wurde die Gasexpansionsturbinenanlage UDEU-2500 (2500 kW) für das Lukomler Kraftwerk (Republik Weißrussland) ausgeliefert.

Die Anlage UDEU-2500 ist für die Umwandlung der Energie des Überdruckerdgases an der GVS in elektrische Energie geeignet. Der Gasverbrauch durch die Gasentspannungsturbine kann dabei  $1,4...2,6 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{d}$  betragen. Der Gasdruck am Einlass der Gasentspannungsturbine weist einen Bereich von 7 bis 13 bar auf. Der Gasdruck am Auslass der Gasentspannungsturbine ist 1 bar. Die Drehzahl des Motors macht 3.000 U/min aus, die Nennspannung des Dreiphasenwechselstroms ist 10,5 kV [74].

Zurzeit liefert OAO „Turbogas“ eigenentwickelte Gasentspannungsturbine mit verschiedenen Leistungen: 8 kW, 300 kW, 500 kW, 1 MW, 2,5 MW; 4 MW; 5 MW; 6 MW; 8 MW; 12 MW für einen Eintrittsdruck bis 75 bar und mit einem Gasverbrauch von 0,05–6 Mio.  $\text{m}^3/\text{d}$ .

Das erste in Russland mit Expansions- und Motorenbaugruppen in Betrieb genommene Kraftwerk wurde 1994 im Wärmekraftwerk 21 von „Mossenergo“ in Betrieb genommen. Es hat eine Leistung von 10 MW und besteht aus zwei Expansions- und Motorenanlagen DGA-5000. Der Lieferant ist die Unternehmensgruppe „Cryocor“.

In der DGA-5000 ist eine axiale zweistufige Gasentspannungsturbine eingesetzt. Das Gas wird vor der Gasentspannungsturbine mit Direktheizwasser erhitzt, das von der Fernwärmeversorgungsanlage gespeist

und nach der Gasentspannungsturbine zu den Brennern des Spitzenlastwarmwasser- und Grundkraftkessel transportiert wird.

Die Gasentspannungsturbine DGA-6000 ist eine axiale dreistufige Turbine. Die ersten zwei Leitkränze sind mit Verstell-schaufeln versehen, wobei die Nennleistung in einem breiten Bereich der Gasdruckänderungen am Einlass gesichert wird. Für das Erhitzen des Gases am Eintritt gibt es Flammerhitzer.

Heute fertigt die Firma „Cryocor“ Expansions- und Generatorenanlagen im Nieder- und Hochdruckbereich. Das Kraftwerk auf der Basis von Hochdruckexpansions- und Generatorenanlagen mit der Möglichkeit der n-fachen Vergrößerung der installierten Leistung sind für eine Installation an GVS mit einem Eintrittsdruck bis 55 bar geeignet. Die Ausrüstung wurde zusammen mit OAO „Gasprom“ entwickelt. Dabei wurden technische und organisatorische Fragen für eine breite Anwendung im Gewerbebau mit ähnlichen Kraftwerksauslegungen abgestimmt.

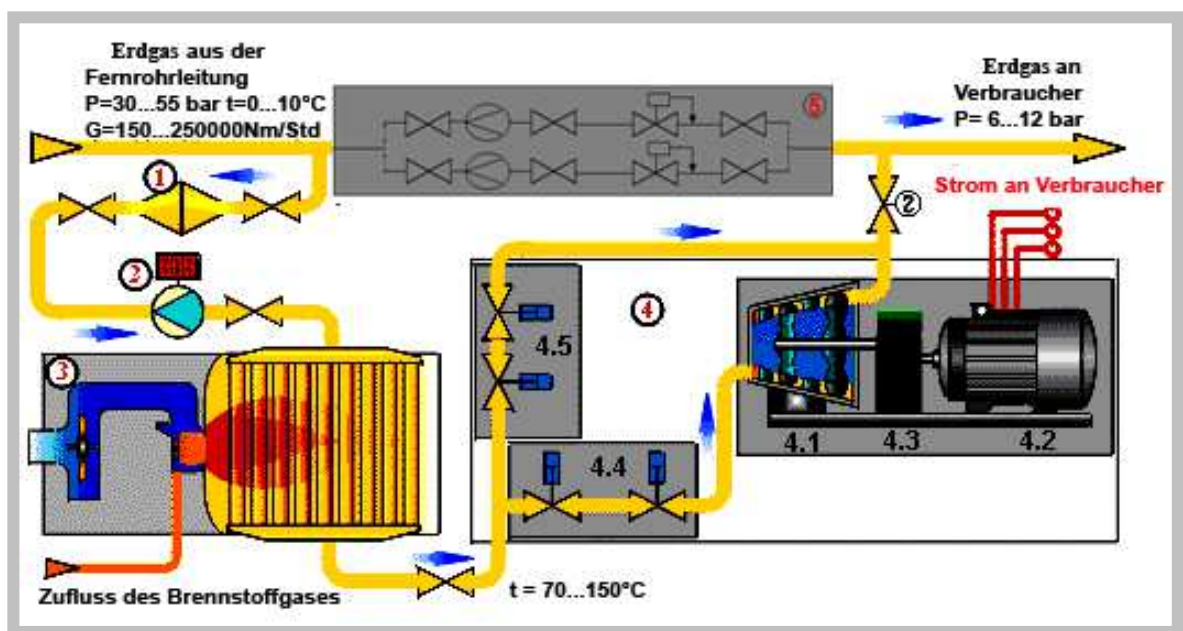


Abbildung 5.2: Kraftwerke auf der Basis der Hochdruckexpansions- und Generatorenanlagen [93].

1 – Filter; 2 – Gasverbrauchszähler; 3 – Heizkammer; 4 – Expansions- und Generatorenanlage; 4.1 – Expansionsturbine; 4.2 – Generator; 4.3 – Getriebe; 4.4 – Dosierventileinheit; 4.5 – Einheit des Druckreglers in der Bypassleitung; 5 – Gasverteilungsstation

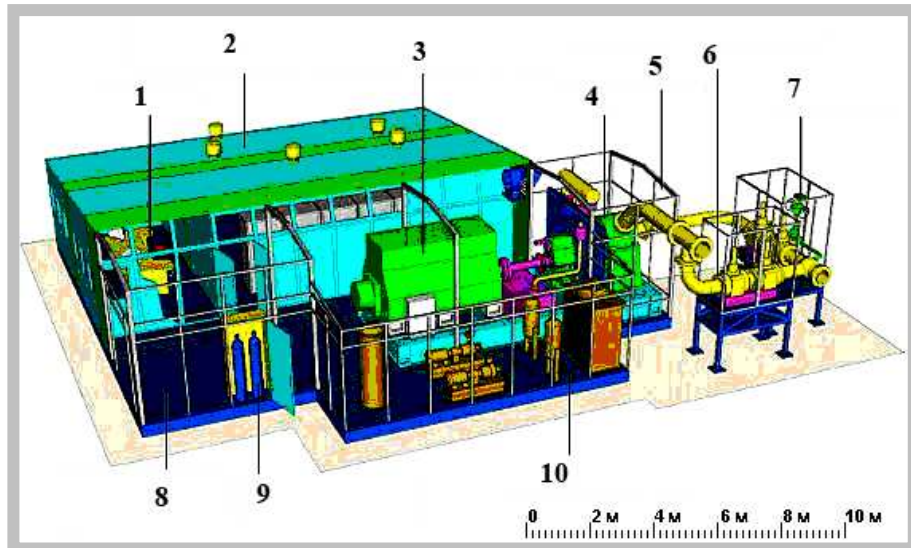


Abbildung 5.3: DGA 6000 in der Block- und Modulbauweise [93].

1 Steuerteil; 2 Einheit der elektrischen Ausrüstung; 3 Kammer des Generators; 4 DGA – 6000; 5 Kammer für Expansionsturbine; 6 Bypassmodul; 7 Sperr- und Dosiermodul; 8 auxiliäre Wartungskammer; 9 Kammer für Brandbekämpfung; 10 Kammer der Versorgungssysteme

Die Kraftwerke auf der Basis der Niederdruckexpansions- und Generatorenanlagen mit der Möglichkeit der n-fachen Vergrößerung der installierten Leistung sind für die Stromerzeugung mit einer Spannung von 10,5 kV oder 6,3 kV mit einer Frequenz von 50 Hz geeignet.

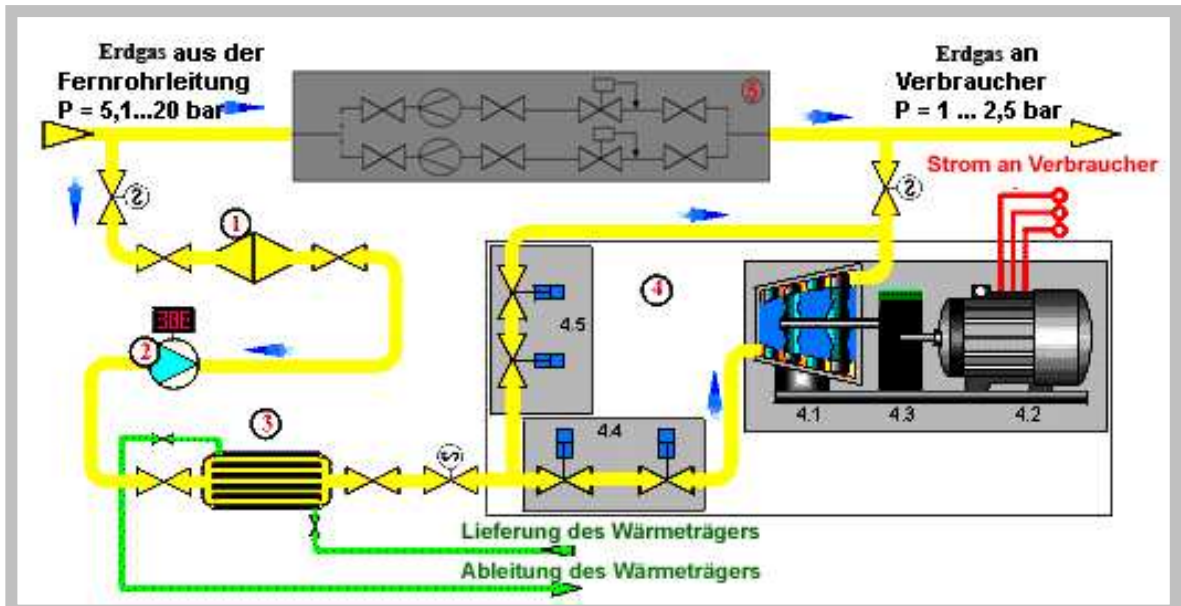
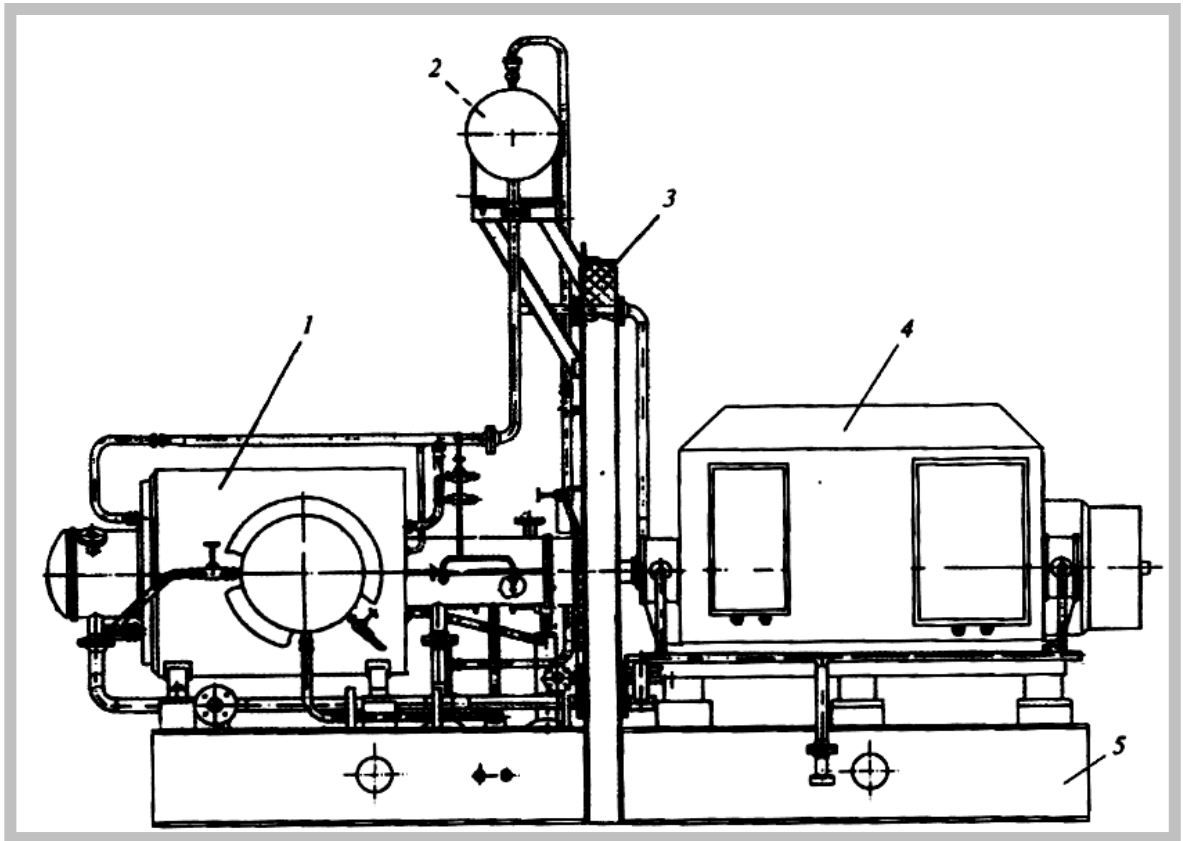


Abbildung 5.4: Kraftwerke auf der Basis der Niederdruckexpansions- und Generatorenanlagen [93].

1 Filter; 2 Gasverbrauchszähler; 3 Heizkammer; 4 Expansion- und Generatorenanlage; 4.1 Expansionsturbine; 4.2 Generator; 4.3 Getriebe; 4.4 Dosierventileinheit; 4.5 Einheit des Druckreglers in der Bypassleitung; 5 Gasreduktionsstelle



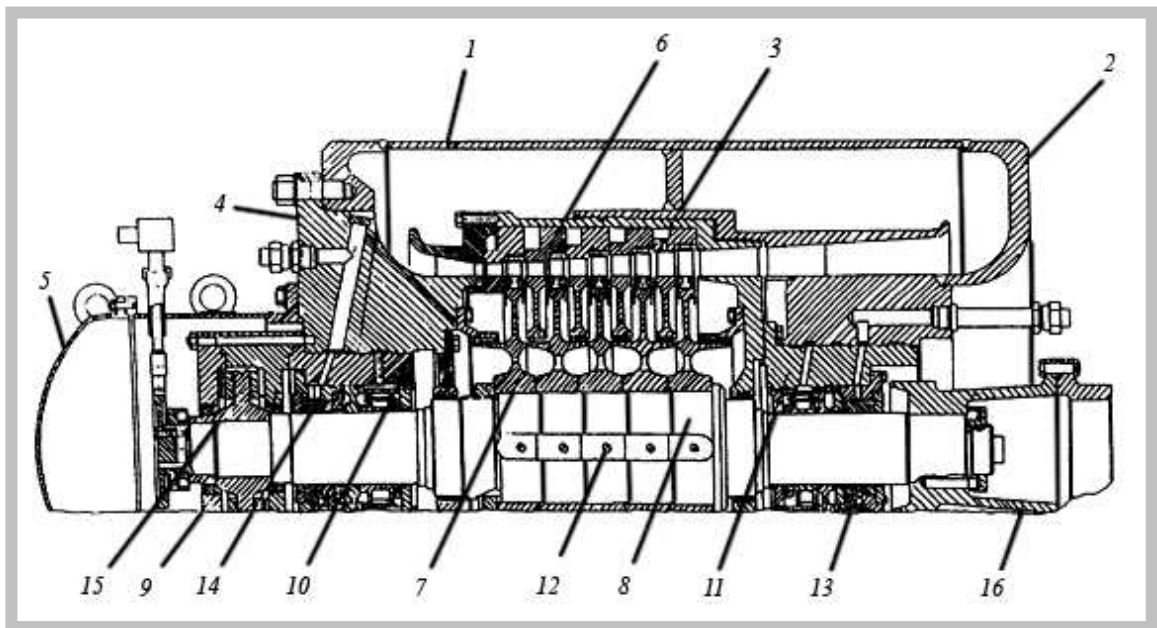
Diese Kraftwerke werden in GVS mit einem Eintrittsdruck bis 12 bar eingesetzt. Die Funktionseinheit ist ein Blockaggregat, auf dessen Gestell die Expansionsturbine, das Getriebe und der Generator untergebracht sind. In der „TurboDEN“ GmbH (Moskau) wurde eine neue Baureihe der energiesparenden Expansionsturbinenanlagen (EKTA) mit einer Leistung von 1500, 2500, 4000 und 6000 kW für die Stromversorgung durch Erdgasüberdruckenergie in GVS und GRS von Wärmekraftwerken entwickelt.



**Abbildung 5.5:** Expansions- und Generatorenanlage ETDA-1500 [93].

1 - Expansionsturbine; 2 - Presswasserspeicher; 3-Scheidewand; 4- Generator; 5- Gestell.

Eines der charakteristischen Merkmale der neuen Baureihen ist die getriebelose Kraftübertragung der Expansionsturbinen an Synchrongeneratoren. Dadurch kann man die Konstruktion der Anlagen bedeutend einfacher und billiger gestalten und auch ihre Betriebssicherheit erhöhen. Alle Aggregate der ETDA-1500, ETDA-2500, ETDA-4000 und ETDA-6000 weisen eine gleiche Drehzahl von 3.000 U/min, eine gleiche Konstruktionsweise und Einrichtung der Grundeinheiten, Systeme und Bauteile auf. Die Anlagen sind für die Anwendung im breiten Bereich der Gasdruckwerte von 6 bis 40 bar in einem Umwelttemperaturbereich von -55 bis +70 °C und unter seismischen Bedingungen bis zum Wert 6 auf der Richterskala geeignet. Die ganze Ausrüstung ist in separaten Blocks untergebracht: der Gasentspannungsturbine (Abbildung 5.6), der Ölversorgung und Ölabkühlung, im Steuerungs- und Regelungssystem und im System des Erhitzens des Gases [43].

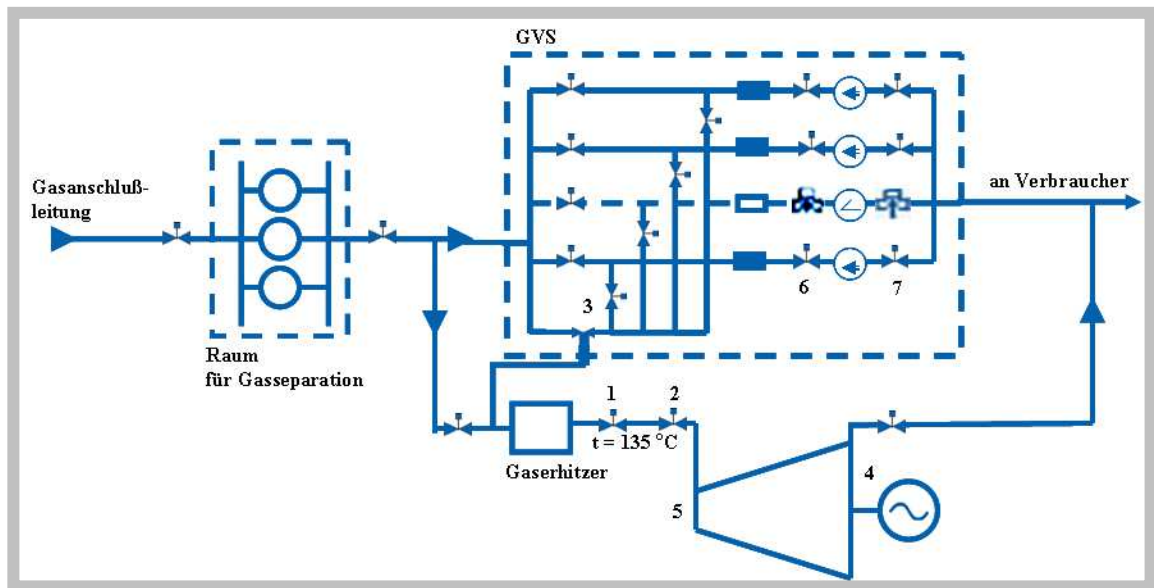


**Abbildung 5.6:** Längendurchschnitt der Gasentspannungsturbine ETDA-1500 [93].

1 Zylindrische Hülle; 2 Hintermodul; 3 Zwischenkörper; 4 Vordermodul; 5 Kurbelgehäuse;  
6 Ummantelungsring; 7 Schaufelrad; 8 Welle; 9,10,11 Lagergehäuse; 12 Keile; 13,14 Traglager;  
15 Längslager; 16 Kupplungshälfte

Zu den wichtigen Tätigkeitsbereichen der Aktiengesellschaft **„Teploenergoservis-EK“** gehören die Entwicklung und Produktion von energiesparenden Ausrüstungen.

Bei den angebotenen Expansionsturbinenanlagen wird das Gas nach der Dekontamination in den Gastrennungsanlagen von festen Bestandteilen und Tropfenfeuchtigkeit in den Erhitzer und dann durch das Stopp- und Druckregelventil in die Turbine eingespeist. Nach der Expansion wird das Gas zum Verbraucher geliefert. Beim Betrieb wird der Vorgabedruck, d.h. der Gasverbrauch durch die Turbine mit dem Druckregelventil unterstützt. Im Notfall wird die Gaseinspeisung in die Turbine mit Ventilschluss an der Gasentspannungsturbine unterbrochen, indem durch gleichzeitiges Öffnen des Schnellöffnungsventils die Gasversorgung des Verbrauchers durch die GVS (GRS) unter Umgehung der Turbine gesichert wird (Abbildung 5.7).

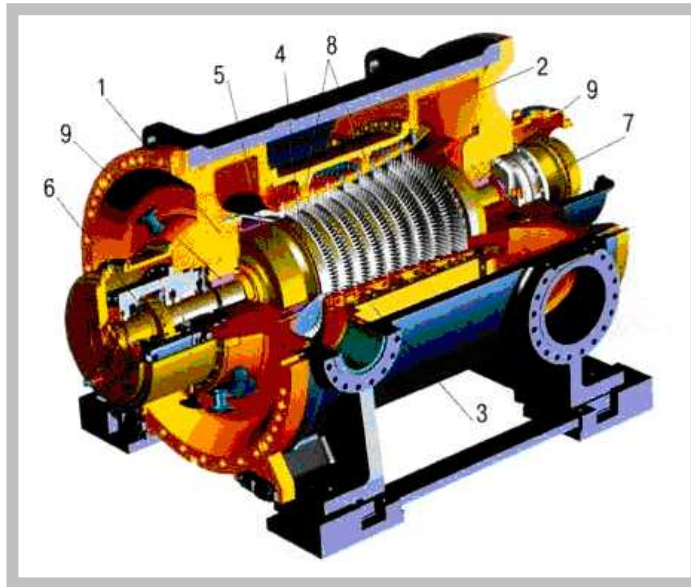


**Abbildung 5.7:** Funktionsschema für die Zuschaltung der Gasentspannungsturbine ins Verbraucherleitungsnetz [93].

1 Stoppventil; 2 Druckregelventil; 3 Schnellöffnungsventil; 4 Turbogenerator; 5 Expansionsturbine; 6 Drosseleinheit; 7 Deckel

Der Leistungsbereich wird in den effektiven ( $\eta_{oi} = 0,88$ ) Strömungsteilen der axialen Turbinen realisiert, die aus reaktiven 9–10 Stufen mit konstantem Durchmesser der Buchse bestehen.

Die Strömungsteile bestehen aus zwei Kammern. Die erste aus 4–5 Stufen bestehende Kammer enthält eine relativ kurze Beschaukelung des in der Höhe konstanten Profils. Die zweite Kammer, die andere Stufen enthält, hat gewundene Schaufeln. Der entlang der Länge des Strömungsteils konstante Durchschnitt der Buchse, die gleichmäßige Verteilung der Stufen des Enthalpieunterschieds ermöglicht es, die Endseiten der Schaufeln der letzten Stufe jeder Kammer anzuschneiden.



**Abbildung 5.8:** *Gasentspannungsturbine axialer Art* [93].

*1 Eingangskammer; 2 Ausgangskammer; 3 Gehäuse der Leitschaufelträger  
4 Rotor der Turbine; 5 Aufsteckentlastungsteller; 6 Wellenkamm; 7 Schlitzkupplungshälfte; 8 Träger;  
9 „trockene“ gasdynamische Dichtungen*

Was die konstruktiven Besonderheiten der Turbine angeht, muss man bemerken, dass die Gasentspannungsturbine aus einer Eingangs- (Pos. 1, Abbildung 5.8) und einer Ausgangskammer (Pos. 2, Abbildung 5.8) besteht, die keine horizontale Kupplungsstelle haben.

Die Kammer sind am Gehäuse des Leitschaufelträgers gekoppelt (Pos. 3), die eine horizontale Kupplungsstelle hat. Zur Baugruppe gehören auch zwei Leitschaufelträger, ein kompletter Rotor und eine Einrichtung für die Fixierung des Rotors in der radialen Lage. Die Dichtung der Fugestelle zwischen dem Turbinengehäuse und der Eingangskammer der Baugruppe ist mit einem Dichtungsring aus thermobeständigem Gummi realisiert.

Die Drehmomentübertragung von der Turbine an den Elektrogenerator wird von der Nebenwelle mit biegsamen Elementen (Rillen) verwirklicht, die den Betrieb des Turbine-Generator-Systems mit Achsschränkungsabweichung von  $0^\circ$  bis  $7'$  zulässt. Bei der Anwendung der Nebenwelle ist Schmieröl nicht erforderlich.

Für die Dichtung der Turbinenwelle von der Seite der Gaszufuhr werden sogenannte „trockene“ gasdynamische Dichtungen verwendet (Pos. 9). Solch eine Konzeption bei der Wahl der Dichtung des Rotors ermöglichte es, die Anzahl der Schwimm-, Labyrinth- und Öldichtungen zu vermindern sowie auf die Anwendung der Überdruckpumpen (Anlass- und Grundpumpen) der Öldichtung zu verzichten sowie den Ölverbrauch für Verdichtung auszuschließen und den Elektroenergieaufwand für Selbstbedarf abzubauen. Dabei wird das Regelungssystem dank des Verzichtes eines Öl-Gas-Druckdifferenzreglers, eines Systems der Schwimmerkammer und des Sammlers des Dichtungsöls stark vereinfacht.

Seit 2002 nahm GP NPKG „Sarja“-„Maschprojekt“ Konzipierung und Produktion von Expansions- und Generatorenanlagen (EGA) für Gasreglerstationen und -stellen (GRS) für Mittel- und Hochdruckgasrohrleitungen auf.

Im Juli 2004 wurde die experimentelle und industrielle Anlage DGA-2500SD1 im Nowgoroder Wärmekraftwerk (Russland) in Betrieb genommen. Die erzeugte elektrische Energie deckt den Bedarf der dortigen Kupferhütte [85].

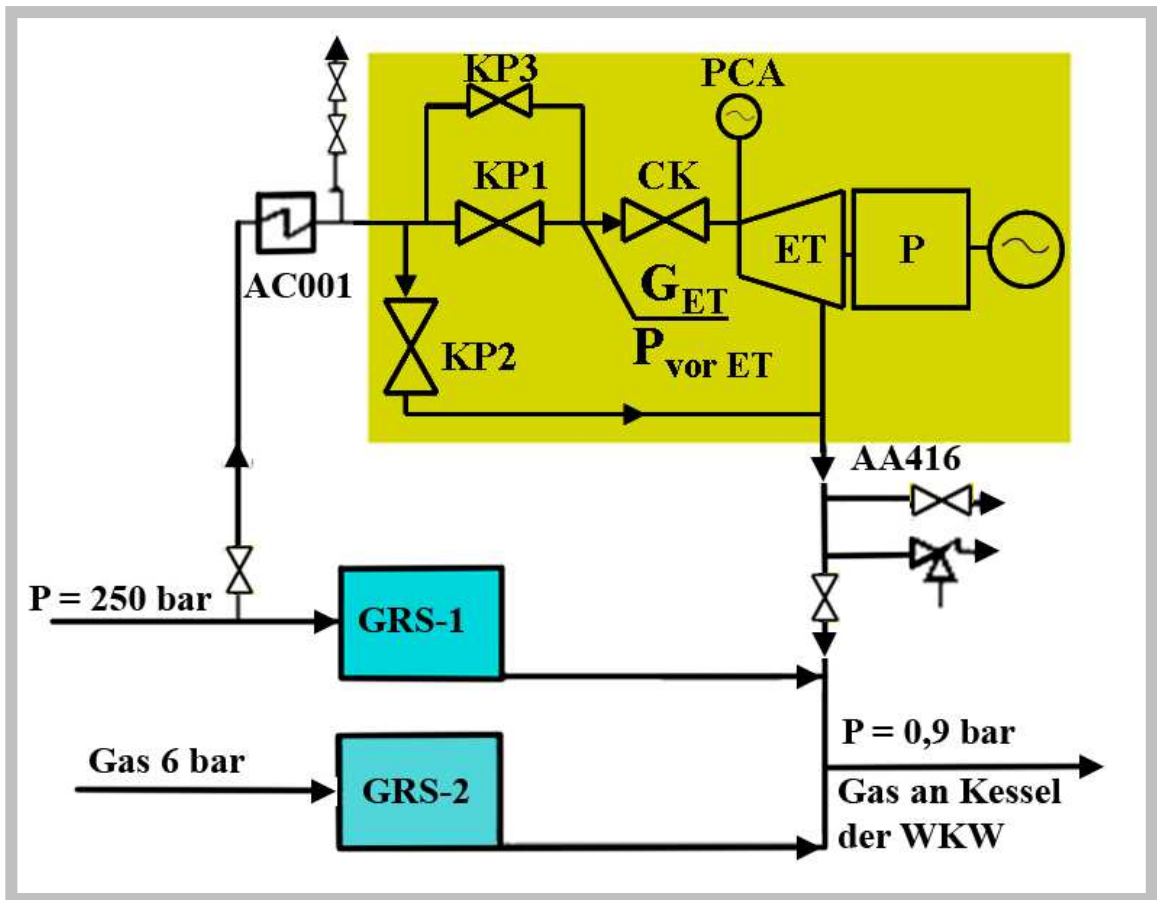


Abbildung 5.9: Anlage DGA-2500SD1 [93].

Eine andere Anlage – DGA-3000SD – hat eine Generatorklemmleistung von 3.000 kW. Kennzeichnend für die Expansions- und Getriebeeinheit ist die 4-stufige axiale mit dem Planetengetriebe gekoppelte Turbine. Am Einlass der Gasentspannungsturbine wird das Gas unter einem Druck von 25 bar im Dampfgaserhitzer erwärmt. Dadurch kann man die Leistung erhöhen und eine entsprechend gewünschte Temperatur am Auslass sichern. In der Turbine wird die potenzielle Energie des bis auf 130...180 °C erhitzten Druckgases in mechanische Energie umgewandelt.

Das Getriebe reduziert die Drehzahl der Antriebswelle der Turbine, bis die Drehzahl des Generatorrotors von 14.000 bis 3.000 U/min eingestellt ist.

Um die Beanspruchungen der EGA und den Gasdruck nach der Anlage zu regulieren, werden regulierte Leitkränze in den ersten beiden Stufen der Turbine verwendet.

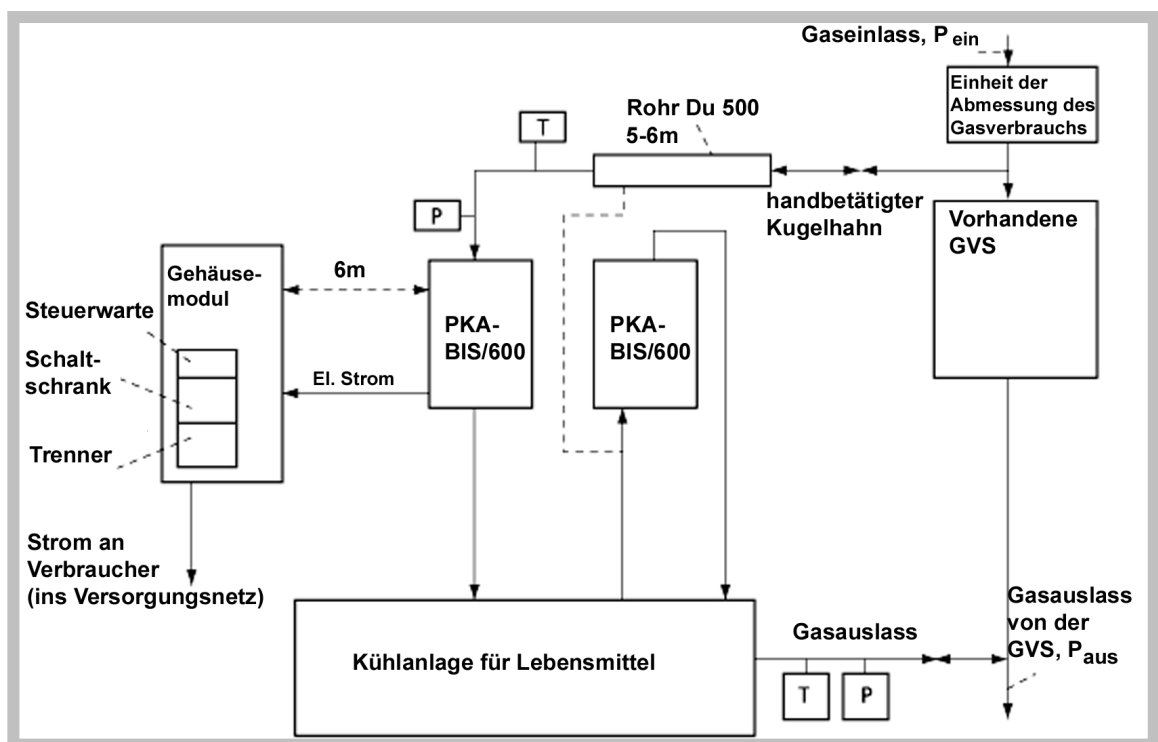
Bei der Konstruktion der Gasentspannungsturbine wurde das moderne System der trockenen Gasabdichtungen umgesetzt. Dadurch ist ein Durchdringen des Gases aus dem Strömungsteil der Turbine in den Raum der EGA ausgeschlossen sowie eine Durchmischung des Gases mit Öl aus dem Schmiersystem der Anlage vorgebeugt [5].

Der Anschluss der EGA erfolgt parallel zu den Gasreglerstellen und der Gasverteilungsstation.

Die Firma „Avtogassistema-Bis“ hat eine neue Technologie der komplexen Verwendung der anfallenden Energie in der GVS für die Erzeugung von Strom und Kälte ohne Verbrennung von Brennstoffen entwickelt. Dafür wurde ein entsprechender Leistungsbereich für pneumatische Kraftaggregate (PKA) geschaffen.

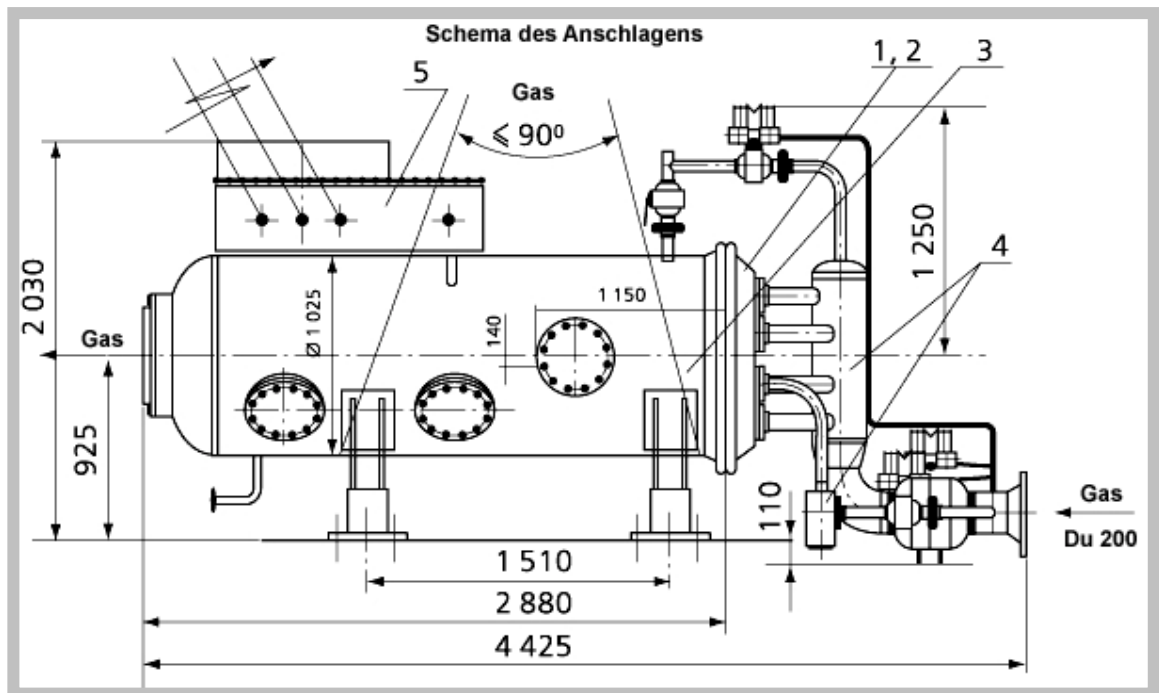
Laut der Technologie sind gleichzeitig Stromerzeugung in der GVS von PKA und die Ausnutzung der als Ergebnis der Gasexpansion in der Turbine entstandenen Energie in Form von Kälte vorgesehen.

Die Gastemperatur in der Turbine sinkt dabei um 18–25 °C. Der Technologie nach wird dieses Gas in die Kammer der Kühlanlage und dann nach der Erhöhung seiner Temperatur auf bis -1...+2 °C wieder in die Gasabzugsrohrleitung der GVS geleitet (Abbildung 5.10). Dabei bleiben die Parameter des Gases unbeeinflusst, d.h., sie bleiben dieselben wie beim Betrieb der GVS ohne Energiezentrale.



*Abbildung 5.10: Schema des elektrischen Kühlkomplexes bestehend aus einem pneumatischen Kraftaggregat [93].*

Bei dieser neuen Technologie wird mit der Energiezentrale aus den PKA - Einheiten, die gleichzeitig Strom dank dem Überdruckgas in der GVS und Kälte erzeugt und diese Kälte in einer Kühlanlage verwertet. Die PKA-Einheit ist eine einheitliche Zentrale (Abbildung 5.11).



**Abbildung 5.11: Gesamtansicht des komplexen Aggregats PKA-600** [93].

1 pneumatischer Antrieb (Expansionsturbine); 2 Elektrogenerator; 3 Anlagengehäuse; 4 Gasverteilungseinheit; 5 elektrischer Anschlusskasten.

Im Gehäuse der Baugruppe – einer abgedichteten Kammer-Blase – sind der Elektrogenerator und die Turbine untergebracht. Von der Außenseite auf der Stirnfläche des Turbinendeckels ist die Gasverteilungseinheit montiert, die aus der Schnellabschaltungseinrichtung, der Gasdosierungseinrichtung und dem Sammelrohr mit Anschlussstutzen besteht. Von der Außenseite des Gehäuses ist der elektrische Anschlusskasten installiert, an dem Strom- und Steuerkabel des Generators durch spezifische Stromleiter angeschlossen sind. Wenn das Gas von der Gasversorgungsrohrleitung in die GVS durch die Gasverteilungseinheit eingespeist wird, wird seine potenzielle Energie in mechanische Energie umgewandelt.

Das Auspuffgas mit der verringerten Temperatur wird von der Kapsel in das Gasabzugssammelrohr abgeleitet. Die Turbine versetzt die Rotorwelle des Generators in Drehung. Der vom Generator erzeugte Strom wird durch den elektrischen Anschlusskasten ins Stromnetz eingespeist.

Dabei werden keine Betriebsmittel und keine technologischen Medien (Öl, Wasser, Wärme, Strom) außer dem in der Rohrleitung wiedergewinnbaren Gasstrom verbraucht. Keine aufwendige Infrastruktur wird dafür benötigt.



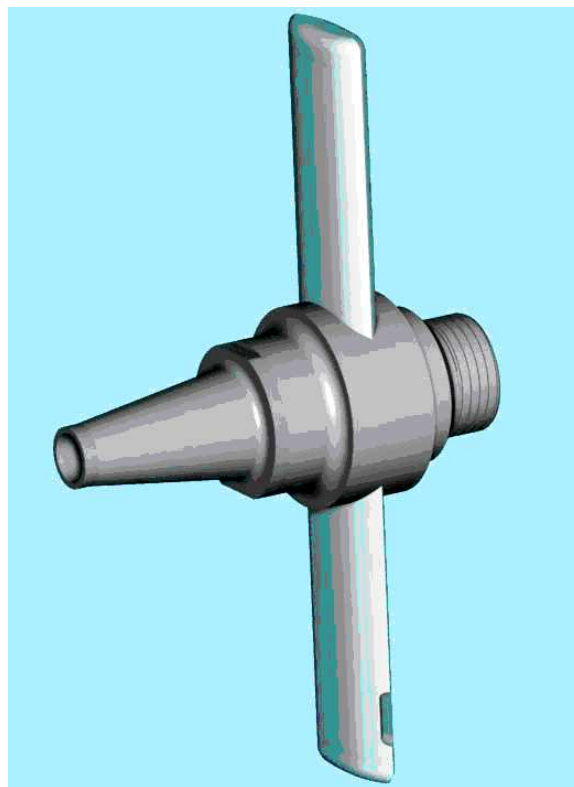


**Abbildung 5.12:** Funktionsfähiges PKA-Aggregat der GVS „Juzhnaya“ vom staatlichen Unternehmen „Mosgas“<sup>[93]</sup>.

PKA-Aggregate lassen sich parallel, serienmäßig und kombiniert in Gasversorgungssysteme integrieren. Dadurch bilden sie bereits eine Energiezentrale.

Die Kühlanlage stellt ein Raum mit Kammern für Lagerung von Lebensmittel dar, durch deren Wärmeübergangsflächen, das in den PKA-Turbinen gekühlte Gas durchströmt (Gastemperatur am Einlass der Kühlanlage ist -15...-20 °C). Dabei braucht man keinen üblichen Kühl- und Maschinenraum mit einer entsprechenden Infrastruktur (Systeme für Lagerung, Zufuhr und Abführung von Ammoniak, Schmieröle, Wasser usw.). Dadurch sind Kosten der Anlage und des Betriebs solcher Kühlanlage halb so hoch im Vergleich mit einem herkömmlichen System.

„Ukrneftesaptschast“ GmbH hat das ein Expansionsturbinenaggregat TDA-SRT auf der Grundlage einer Strahl turbine entwickelt.

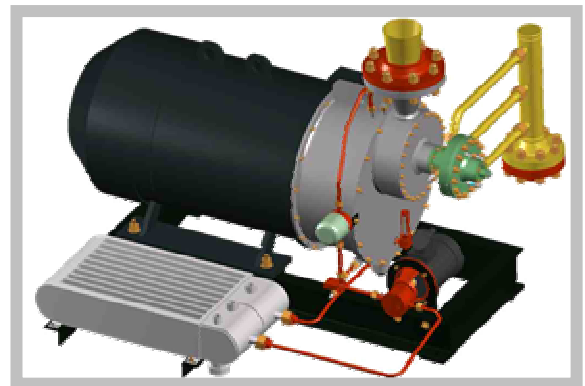


**Abbildung 5.13:** Schematische Darstellung einer Strahl turbine<sup>[93]</sup>.



Zu der Baugruppe TDA-SRT-100 gehören:

- ✓ die auf der Basis der Strahlturbine entwickelte Expansionsturbine, die enthält:
- ✓ schnell laufendes einstufiges Umsetzungs Zahngetriebe im abgedichteten Gehäuse. Das Gehäuse steht unter Druck, der dem Druck des Gases in im Gehäuse der Strahlturbine (Druck am Auslass der GVS) gleich ist. Dabei kann man auf teure Endverdichtung der Umsetzungs welle der Strahlturbine verzichten. Kinematisches Getriebeuntersetzungsverhältnis ist 7,85. Die Kombination des Getriebes mit der Strahlturbine bildet eine einheitliche Baugruppe, die unmittelbar auf die Welle des Generators (ohne Nebenwelle und Kupplung) zu montieren ist;
- ✓ das Endverdichtungssystem (ölige oder trockene Gasendverdichtung der Antriebswelle des Getriebes);
- ✓ das System der zwangsläufigen Düsenschmierung des Getriebes und der Lager der Wellen von der Strahlturbine mit der Elektromotorzahnradpumpe;
- ✓ der Drehwechselstromgenerator in der explosionsgeschützten Ausführung;
- ✓ das Gestell (für Sicherstellung der notwendigen Modularität von TDA-SRT);
- ✓ das System für automatische Steuerung, Kontrolle und Schutz (SaS);
- ✓ das System für Stromanschluss und Kontrolle der erzeugten Energie.



**Abbildung 5.14: Aggregat TDA-SRT 100/130-5,5/0,6 V Strahlantrieb in „GVS-1 Sumy“ [93].**

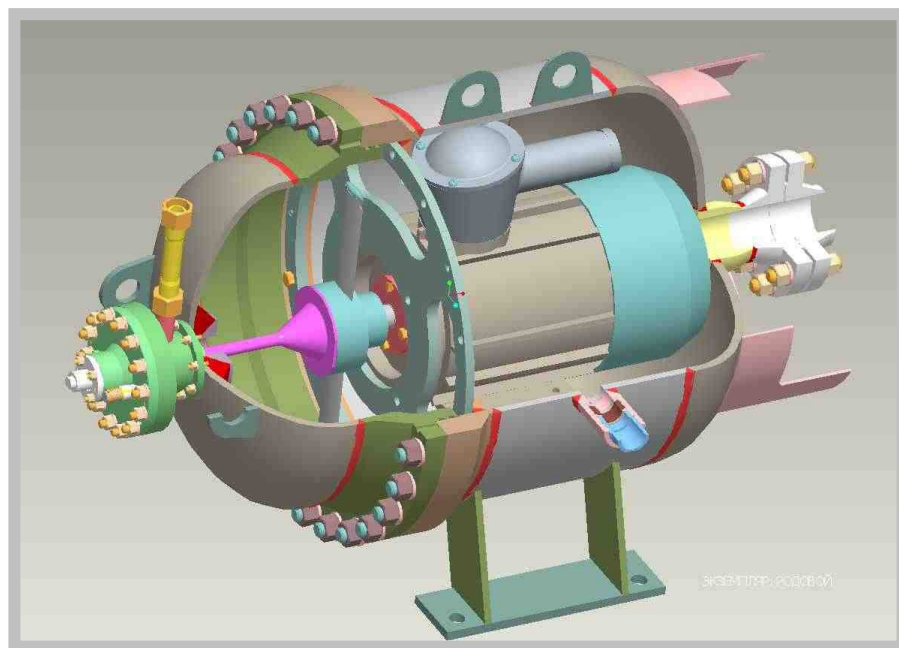
Zu der Baugruppe TDA-SRT-55 gehören:

- ✓ die Gasentspannungsturbine auf der Basis der unmittelbar auf der Welle des Generators montierten Strahlturbine. Der Generator und die Turbine sind im Gehäuse der Baugruppe – einer abgedichteten Kammer-Blase – geschlossen, das unter dem Druck des Gases am Auslass der Turbine, d.h. GVS, steht;
- ✓ regulierbares Leitrad (ein Bestandteil der Strahlturbine);
- ✓ der Drehwechselstromgenerator in der explosionsgeschützten Ausführung. Der Generator wird mit dem aus der Turbine ausgelassenen und im Gehäuse der Baugruppe – einer abgedichteten Kammer-Blase – zirkulierenden Kaltgas abgekühlt;
- ✓ das mikroprozessorbetriebene System für die automatische Steuerung, Kontrolle und Schutz (SaS) auf der Basis des Einplattensteuerblocks (Prozessorplatte) von PC 5066. Bevorzugt wird ein System für mehrere Aggregate. Um Kosten des einzelnen Aggregats zu senken, kann man es mit Relaisystem liefern;
- ✓ das System für Stromanschluss und Kontrolle der erzeugten Energie.

Dank einer solchen konstruktiven Ausführung von der TDA-SRT-55, d.h., der Montage der Turbine unmittelbar auf die Welle des Generators und dem Unterbringen des Generators und der Turbine innerhalb des Gehäuses der Baugruppe – einer abgedichteten Kammer-Blase –, das unter dem Druck am Auslass der Turbine steht, kann man auf folgende Bauelemente verzichten:

- schnell laufendes Umsetzungs Zahngetriebe;
- Schmiersystem;
- das Endverdichtungssystem der Welle.

Als Ergebnis sind die spezifischen Kosten des Aggregats um das 2–3-Fache geringer anzusetzen. Zudem ist die Zuverlässigkeitskoeffizient bedeutend gewachsen, und der Betrieb vereinfacht sich. Die Senkung des Wirkungsgrads der Turbine, die mit ihrer Lage auf der Welle des Generators verbunden ist (niedrige Umlaufgeschwindigkeit), hat in den meisten Fällen einen geringen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit der EGA, weil die anfallende Energie des Gasdrucks wiederverwendet wird. In der Abbildung 5.15 ist die elektrische Expansions- und Generatorenanlage TDA-SRT-15-5,5/1,2B-PN64 mit einer Leistung von 15 kW für eine autonome Stromversorgung der GVS (gehört zu der Reihe TDA-SRT 4...55 kW) dargestellt.



**Abbildung 5.15: Elektrische Expansions- und Generatorenanlage TDA-SRT-15-5,5/1,2B-PN64** [93].

Diese Konstruktion enthält kein Getriebe und keine Abdichtungen, dementsprechend auch kein Öl- und Kühlsystem. Der Generator wird mit Kaltgas aus der Turbine abgekühlt. Deshalb braucht die Anlage fast keine Wartung. Die Gastemperatur am Einlass der Anlage muss 15 °C betragen.

Die Anlage lässt sich parallel zu den Druckreglern der GVS sowie im Freien als auch im Raum der GVS montieren.

In den kleinen GVS ist es möglich, das ganze Gasvolumen durch die Gasentspannungsturbine fließen zu lassen, in dieser Ausführung ist die Druckregelung gewährleistet.

Man kann den Wirkungsgrad der Turbine steigern und so den Gasverbrauch vermindern, jedoch ist dabei das Erhitzen des Gases laut den Bedingungen der minimal zulässigen Temperatur am Einlass der GVS erforderlich [86].

„*Nevskij savod*“ *GmbH* bietet eine umfangreiche Baureihe von Expansions- und Generatorenanlagen mit Nennleistung von 2300 bis 7000 kW an.

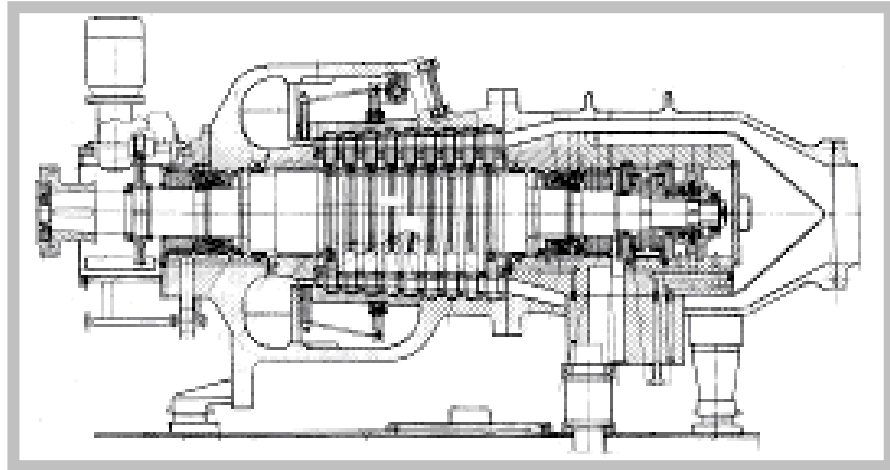


Abbildung 5.16: DGA-7000 [93].

Die Konstruktion der Expansions- und Generatorenanlage (Abbildung 5.16) ermöglicht die Änderung der Parameter der Expansionsturbinen, wobei man sie den technischen Bedingungen und veränderten Anforderungsspezifikationen anpassen kann. Gewährleistet sind ein minimaler möglicher Aufwand bei der Wartung und eine maximale Aufrechterhaltung unter den Bedingungen der Station.

Die Anlage ist völlig automatisiert, mit dem Elektrogenerator auf dem gemeinsamen Gestell montiert und wird in dieser Art und Weise dem Kunden ausgeliefert [87].



Abbildung 5.17: Baugruppe DGA-6000 [93].

Für den anschaulichen Vergleich der Gasexpansionsturbinenanlagen von verschiedenen Herstellern wurde die Sammeltabelle erstellt, in der Grundangaben der Anlagen aufgeführt sind (Tabelle 5.1).

Anhand der Tabelle kann man sehen, dass man heutzutage Expansions- und Generatorenanlagen mit Leistung von 15 bis 15500 kW liefert, die einen durchschnittlichen Wirkungsgrad von ca. 80 % aufweisen.

In der überwiegenden Mehrheit der Anlagen ist Erhitzen des Gases vor der Gasentspannungsturbine als Brennstoffverbrennung, vorgesehen. Die Firma „Avtogassistema-Bis“ bietet eine Technologie an, mit der man die während der Expansion des Gases in der Turbine entstehende Kälte für die Kühlanlage in Form eines Raues mit Kammern zum Lagern von Lebensmittel ausnutzen kann, wobei die Wärmeübergangsflächen von den Turbinen gekühlten Gas gespeist werden. Eine solche Technologie ermöglicht die Verminderung des Ausstosses von Treibhausgasen in die Atmosphäre.

Sofern aus der Tabelle anschaulich ist, beträgt die Drehzahl der Welle der Gasentspannungsturbine in einigen Anlagen 25.000–50.000 U/min, wobei dazu spezielle und mithin teure Lager und Getriebe benötigt werden. Jedoch erlaubt das, die Anzahl der Stufen an solchen Anlagen zu reduzieren.

Anlagen mit kleiner Leistung (15, 50 kW) werden von der kanadischen Firma „React Energy of Canada“ und dem ukrainischen Unternehmen „Ukrneftsaptschast“ GmbH geliefert.

**Tabelle 5.1 Kenngröße der Expansionsturbinenanlage**

Hersteller	Land	Modell	Kenngröße								Turbinentyp
			Nennleistung, kW	Nenndurchsatz, nm <sup>3</sup> /h	Gasdruck am Einlass der Expansionsturbine, bar.	Gasdruck am Auslass der Expansionsturbine, bar.	Verbrennung des Gases für Erhitzen	Effektiver Wirkungsgrad, %	Anzahl der Stufen der Expansionsturbine, Std.	Drehzahl der ET Umdrehungen/Minute.	
Turbogas	Ukraine	UTDU-2500	2.500	62.500–200.000	15...55	5 -13	vorhanden	80	5	3 000	axial
		UTDU-4000	4.000	3.500–20.000	20,4...38,2	3,5-5,5	vorhanden	80	5	3 000	
		UDEU-2500-UHL4	2.500	140.000–260.000	7...13	1	vorhanden	80	5	3 000	
		Andere Anlagen der Firma mit Leistung 8kW, 300 kW, 500 kW, 1MW, 5MW; 6MW; 8MW; 12MW									
Cryocor	Russland	DGA-6000VD	6.000	155.000	35...55	6...12	vorhanden	80	3	9.600	axial
		DGA-2500VD	2.500	75.000	35...55	6...12	vorhanden	80	mehrstufig	k.D.v.	
		DGA-1000VD	1.000	30.000	35...55	6...12	vorhanden	80	mehrstufig	k.D.v.	
		DGA-5000VD	5.000	155.000	5...12	1...2,5	vorhanden	80	2	9.600	
		DGA-2500ND	2.500	75.000	5...12	1...2,5	vorhanden	80	mehrstufig	k.D.v.	
		DGA-1000ND	1.000	30.000	5...12	1...2,5	vorhanden	80	mehrstufig	k.D.v.	
TurboDEN (produziert Kalugaer Turbinenwerk)	Russland	ETDA-1500	1.550	40.000	6(40)	1,6 - 9	vorhanden	80	5	3.000	axial
		ETDA-2500	2.700	70.000	6(40)	2(9)	vorhanden	80	5	3.000	
		ETDA-4000	4.200	13.000	6(40)	2(9)	vorhanden	80	6	3.000	
		ETDA-6000	6.100	18.000	6(40)	2(9)	vorhanden	80	6	3.000	
„Теплоэнергосervis-EK“	Russland	TDA-4000	4.000	85.000	10,25	1,8	vorhanden	88	9	3.000	Axial
		TDA-6000	6.000	125.000	10,25	1,8	vorhanden	88	9	3.000	
		TDA-8000	8.000	165.000	10,25	1,8	vorhanden	88	9	3.000	
		TDA-10500	10.500	220.000	10,25	1,8	vorhanden	88	9	3.000	
		TDA-12000	12.000	275.000	32	7	vorhanden	88	10	3.000	
		TDA-15500	15.500	355.000	32	7	vorhanden	88	10	3.000	

Hersteller	Land	Modell	Kenngröße								Turbinentyp
			Nennleistung, kW	Nenndurchsatz, nm <sup>3</sup> /h	Gasdruck am Einlass der Expansions-turbine, bar.	Gasdruck am Auslass der Expansions-turbine, bar.	Verbrennung des Gases für Erhitzen	Effektiver Wirkungsgrad, %	Anzahl der Stufen der Expansions-turbine, Std.	Drehzahl der ET Umdrehungen/Minute.	
GP NPKG „Sarja“- „Maschprojekt“	Ukraine	DGA-2500SD	2.200	50.000	23	2,5	vorhanden	k.D.v.	4	14.000	Axial
		DGA-2500SD1	2.500	50.000	23	1,9	vorhanden	k.D.v.	4	14.000	
		DGA-2500VD	2.500	79.000	40	10,2	vorhanden	k.D.v.	4	14.000	
		DGA-3000SD	3.000	50.000	25	2,2	vorhanden	k.D.v.	4	14.000	
Avtogassistema-Bis	Russland	PEGA-bis/100	100	13.000	3...5	2...3	keine	80	k.D.v.	k.D.v.	Axial
		PEGA-bis/200	200	27.000	3...5	2...3	keine	80	k.D.v.	k.D.v.	
		PEGA-bis/300	300	40.000	6...50	3...30	keine	80	k.D.v.	k.D.v.	
		PEGA-bis/600	600	70.000	12...50	6...30	keine	80	k.D.v.	k.D.v.	
		PEGA-bis/1200	1.200	140.000	12...50	6...30	keine	80	k.D.v.	k.D.v.	
ООО „Ukrnefteapschtschast“	Ukraine	TDA-SRT-100-7,5/2,5V	100	800–1.100	75...80	25	vorhanden	47	1	23.746	Strahl-turbine
				1.200–1.400			keine	30	1	23.746	
		TDA-SRT 100/130-5,5/0,6 V Stralantrieb	100–130	800–1.100	55...64	6	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	
		TDA-SRT-55-5,5/0,6V	55	900–1.200	55	6	tein=150C	20-25	1	3.025... 3.075	
		TDA-SRT-15-5,5/1,2	15	200–400	55	12	tein=150C	20-25	1	3.025... 3.075	
SAO „Nevskij savod“	Russland	GTRU-4-1,2/0,2	2.300	10.000	12	2	vorhanden	70	mehrstufig	3.000	Axial
		GTRU-4-1,2/0,4	4.000	24.000	12	4	vorhanden	75	mehrstufig	3.000	
		DGA-6000-1,3/0,25	6.000	26.500	13	2,5	vorhanden	85	mehrstufig	3.000	
		DGA-6000-1,85/0,2	6.000	16.000	18,5	2	vorhanden	85	mehrstufig	3.000	
		DGA-7000-5,7/1,7	7.000	37.000	57	17	vorhanden	85	mehrstufig	3.000	

Hersteller	Land	Modell	Kenngröße								
			Nennleistung, kW	Nenndurchsatz, nm <sup>3</sup> /h	Gasdruck am Einlass der Expansionssturbine, bar.	Gasdruck am Auslass der Expansionssturbine, bar.	Verbrennung des Gases für Erhitzen	Effektiver Wirkungsgrad, %	Anzahl der Stufen der Expansionssturbine, Std.	Drehzahl der ET Umdrehungen/Minute.	Turbinentyp
„San Diego and Electric“ und „Rotoflow“	USA	k.D.v.	250...300	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	1	18.000	zentripetal
Rotoflow Corporation	USA	k.D.v.	4.000	k.D.v.	11	41,4	k.D.v.	k.D.v.	1	18.000	zentripetal
		20R4-100R	7.000	25.000	bis 207	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	1	50.000	
Dresser Industries	USA	k.D.v.	970	850.000	35	7	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v
React Energy of Canada	Kanada	k.D.v.	50, 125, 250, 500	k.D.v.	p2/p1=3	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	Axial
Linde Aktiengesellschaft	Deutschland	k.D.v.	1.000	25.000	28	3,7	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	24.000	k.D.v
MAN Diesel & Turbo SE	Deutschland	GKXR315 BABCOCK-BORSIG	1.650	1.544	41	13	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	15.900	Axial

Hersteller	Land	Modell	Kenngröße								
			Nennleistung, kW	Nenndurchsatz, nm <sup>3</sup> /h	Gasdruck am Einlass der Expansionsturbine, bar.	Gasdruck am Auslass der Expansionsturbine, bar.	Verbrennung des Gases für Erhitzen	Effektiver Wirkungsgrad, %	Anzahl der Stufen der Expansionsturbine, Std.	Drehzahl der ET Umdrehungen/Minute.	Turbinentyp
RMG Regel + Messtechnik GmbH	Deutschland	MTG 160	160	10.000	40	2,5–4,5	k.D.v.	98	k.D.v.	45.000	Radial
		MTG 450	450	25.000	70					32.000	
		MTG 550	550	30.000	70					32.000	
Atlas Copco	Deutschland	-TG 150–360 NS/MS	2.000	150.000	63	25,2	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	Radial
		ETG 450 MS	2.760	75.000	10	2,7	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	
		ETG 190 MS2	2.530	45.000	45	18	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	
Atlas Copco	Italien	ETG 190 MS3	4.526	60.582	51	20,4	k.D.v.	k.D.v.	dreistufig	k.D.v.	radial
Atlas Copco	Naher Osten	ETG 360 MS2	9.488	165.000	50	20	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	radial
GHH Sterkrade	Deutschland	k.D.v.	3.500	k.D.v.	55	7	vorhanden	k.D.v.	k.D.v.	7.700	axial
C.E.M.	Frankreich	k.D.v.	3.000	33.000	42	2,5	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v.	k.D.v



Hersteller	Land	Modell	Kenngröße								
			Nennleistung, kW	Nenndurchsatz, nm <sup>3</sup> /h	Gasdruck am Einlass der Expansionsturbine, bar.	Gasdruck am Auslass der Expansionsturbine, bar.	Verbrennung des Gases für Erhitzen	Effektiver Wirkungsgrad, %	Anzahl der Stufen der Expansionsturbine, Std.	Drehzahl der ET Umdrehungen/Minute.	Turbinentyp
ACEC	Belgien	k.D.v.	300	k.D.v.	$p_2/p_1 = 3$	vorhanden	80	k.D.v.	20.000	k.D.v.	zentripetal
ABB Energie	Belgien	k.D.v.	100... 1.070	2.000... 6.000	17,5	1,2	vorhanden	k.D.v.	2	14.000...16.000	k.D.v
ABB Turbinen	Niederlande	k.D.v.	7.100	30.000	68	6	vorhanden	k.D.v.	9	k.D.v.	axial

\*k.D.V. – keine Daten vorhanden

## 6 THERMODYNAMISCHE UND WÄRMEBERECHNUNG

In den energo-technologischen Aufgaben der Gasindustrie werden verschiedene thermodynamische Modellen für Erdgase verwendet, die auf der Zustandsgleichung des Erdgases in der Form basieren:

$$F(P, v, T) = 0. \quad (6.1)$$

In den Aufgaben des Rohrleitungstransportes der Erdgase wird eine Reihe von Zustandsgleichungen verwendet, die miteinander Absolutdruck  $p$ , thermodynamische Temperatur  $T$  und spezifisches Volumen  $v$  oder Dichte des Gases  $\rho$  verbinden: Zustandsgleichungen unter speziellen Randbedingungen für reale Gasen wurden z.B. von Benedict-Webb-Rubin, W. A. Sagorutschenko, Redlich-Kwong, N. I. Belokonja usw. ausformuliert. Als eine der genauesten Gleichungen kann dabei die Zustandsgleichung von W. A. Sagorutschenko eingestuft werden:

$$p \cdot v = \overline{R} \cdot [\alpha(\rho) + \beta(\rho) \cdot T + \gamma(\rho) \cdot T^2], \quad (6.2)$$

wo  $\overline{R} = 8314 \text{ J/(kmol} \cdot \text{K)}$  die universelle Gaskonstante darstellt und  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\gamma$  die Koeffizienten sind, die von der Dichte abhängig sind.

Es ist eine komplizierte Gleichung, die als Grundlage der Zusammenstellung von thermodynamischen Tabellen von Erdgasgemischen dient. Der größte Nachteil dieser Gleichung ist die Sperrigkeit und Unersichtlichkeit der Ausprägung des spezifischen Volumens (der Dichte) des Gases durch Kennwerte, die eigentlich auf den Gasleitungen gemessen werden, und zwar Druck und Temperatur. Da es eine empirische Gleichung ist, ist die Bestimmung der thermodynamischen Charakteristiken und Kennwerte der Prozesse erschwert.

Bei der Zusammensetzung und Korrektur der Kennwerte bei der Anwendung von Radialverdichtern für Erdgas werden thermodynamische Modelle eines idealen Gases angewendet, da bei einem isentropischen Prozesses gemäß Schulz-Modell [93] der Z-Faktor gleich Eins ist. Beide genannte Modelle sind kalorisch und in Bezug auf einen konkreten Typ der Zustandsgleichung unauflösbar. Sie können zur Bestimmung von einer Reihe der wichtigen thermodynamischen Kennwerte, wie z.B. des Kennwertes der Adiabate, des spezifischen Volumens, nicht verwendet werden.

Bei der Lösung der thermodynamischen Aufgaben sind in Bezug auf die Technologie des Rohrleitungstransportes verschiedene Betrachtungsweisen möglich.

In einigen Fällen ist die Verwendung der Zustandsgleichung möglich, die relativ genau die Bedeutung der wichtigsten thermodynamischen Größen im empirischen Umfang der Zustände des realen Gases wiedergibt.

Zu den Gleichungen dieser Gruppe gehören die Gleichungen von W. A. Sagorutschenko, Benedict-Webb-Rubin, Ja. S. Kasawtschinskij, Redlich-Kwong und ihre Modifikationen, wie z.B. Gleichungen von Peng-Robinson, Soawe, Starling-Khan usw. [13, 41, 54, 57, 58, 78].

Die Verwendung einer anderen Betrachtungsweise ist durch den Vergleich der Endergebnisse mit den Basiskennwerte (Vergleichskennwerte) möglich.

Relativ oft werden die Zustandsgleichungen verwendet, die die empirische Berichtigungen  $z$  (Kompressibilitätsfaktor) oder  $\Delta v$  (Restvolumen) zur Zustandsgleichung des Idealgases von Clapeyron enthalten:

$$P \cdot v = z \cdot R \cdot T, \quad (6.3)$$

$$v = \frac{R \cdot T}{p} - \Delta v, \quad (6.4)$$

$$\Delta v = (1 - z) \cdot \frac{R \cdot T}{p}. \quad (6.5)$$

Gewöhnlich werden solche Berichtigungen in der reduzierten (dimensionslosen) Form und oft in der grafischen Form im empirisch untersuchten Umfang der Zustände des realen Gases angegeben.

Solche Betrachtungsweise basiert auf dem Prinzip der entsprechenden Zustände von Van-der-Waals, der behauptet, dass „der kritische Zustand ein wirklich gleicher oder entsprechender Zustand für alle Stoffe ist“. Laut diesem Prinzip kann man vermuten, dass zwei Stoffe in entsprechenden Zuständen bei gleicher Entfernung vom kritischen Punkt liegen, und die Stufe der Entfernung davon ist, mithilfe des Drucks  $P$ , der Temperatur  $T$  und des spezifischen Volumens  $\omega$  zu bestimmen.

Die Gase, der gleichen chemischen Zusammensetzung weisen die gleiche Bedeutung des Kompressibilitätsfaktors im kritischen Punkt auf, und nach dem Theorem der übereinstimmenden Zustände können sie als thermodynamisch ähnlich bezeichnet werden.

Am ausführlichsten sind verschiedene Typen der allgemeinen Kurven in Werken von N. B. Wargaftik, W. A. Sagorutschenko, Rid, Scherwood usw. vom Standpunkt der Genauigkeit der Berechnung gesammelt, systematisiert und analysiert.

Es ist zu betonen, dass es bequem ist, die oben genannten und verallgemeinerten Kurven bei den Ingenieurberechnungen zu verwenden, wenn die hohe Genauigkeit der Berechnungen nicht von großer Bedeutung ist. Solche Kurven wurden in der Regel für Einkomponentenstoffe erstellt. Bei dem Übergang zu Mehrkomponentenmischungen werden diese als Einkomponentenmischung mit durchschnittlichen thermodynamischen Eigenschaften betrachtet.

Bei der Verwendung solcher Betrachtungsweise sind die Fehler der Bestimmung der thermodynamischen Größen unvermeidlich, was in dem Unterschied zwischen den durchschnittlichen und tatsächlichen Parametern, der Ungenauigkeit der Darstellung der Kurven, der Ungenauigkeit der kritischen und pseudokritischen Parameter, der Notwendigkeit der Interpolation, dem Fehlen der thermodynamischen Koordinierung zwischen den Kurven bestimmten thermodynamischen Kennwerte begründet liegt.

Darüber hinaus ist ein wesentlicher Nachteil solcher Gleichungen das Fehlen ihrer analytischen Beschreibung, was die Berechnungen deutlich erschwert.

Die Zwischengleichung zwischen analytischen Gleichungen mit der Verwendung der verallgemeinerten Kurven ist die modifizierte Zustandsgleichung von Benedict-Webb-Rubin in folgender Form:

$$z = 1 + \left( \frac{a_1}{\tau} - \frac{a_2}{\tau^2} - \frac{a_3}{\tau^3} \right) \frac{\pi}{z} + \left( \frac{a_4}{\tau^2} - \frac{a_5}{\tau^3} + \frac{a_6}{\tau^5} \frac{\pi}{z} \right) \frac{\pi^2}{z^2}, \quad (6.6)$$

wo  $a_1, a_2, \dots, a_6$  empirische Koeffizienten sind, die von der Zusammensetzung des Gases abhängen und infolge der Berechnungen bestimmt werden.

Am häufigsten werden die relativ einfache Zustandsgleichungen verwendet, die in Bezug auf spezifisches Volumen (Bertlo, Pokrowskij usw.) berechnet werden und die zu annehmbaren Ergebnissen der Kompressibilität und der kalorischen Größen der Erdgase im begrenzten Bereich ihres Zustandes ( $p, T$ ) führen. Zur Grundlage der Zusammenstellung solcher Gleichungen ist gewöhnlich eine einfache thermodynamische Voraussetzung erforderlich, und ihre Genauigkeit wird durch den Vergleich mit den thermodynamischen eingeschätzt.

Bei der Lösung einer Reihe von Aufgaben wird manchmal eine rein empirische Betrachtungsweise (z.B., bei der analytischen Beschreibung der Kompressibilitätskorrektur  $z$ ) herangezogen, wenn die Unzulässigkeit der Verwendung der Ableitung (d.h. Verwendung des Systems der differentialen Gleichungen der Thermodynamik) für diese Größe separat angenommen wird. In diesem Fall wird das Ziel verfolgt, für den begrenzten Bereich des Zustandes des Gases eine relativ genaue und inzwischen einfache Gleichung im Vergleich zu den Basisgleichungen zu erhalten.

In Wirklichkeit nimmt das thermodynamische Modell eines idealen Gases die Existenz der folgenden Abhängigkeiten an:

$$p \cdot v = f(T), \quad (6.7)$$

$$c_p = c_p(T), \quad (6.8)$$

$$c_v = c_v(T), \quad (6.9)$$

$$D_h = 0, \quad c_p \cdot D_h = 0, \quad (6.10)$$

$$D_u = 0, \quad c_v \cdot D_u = 0, \quad (6.11)$$

Zur Auswahl der Form der Zustandsgleichung des Erdgases bei der Lösung ist folgendes zu bestimmen:

- Zusammensetzung des Gases;
- Bereich der Messung der Parameter des Zustandes ( $p, T$ );
- Möglichkeit der Existenz einer der analysierten Voraussetzungen.

Dann ist gemäß der Art der Voraussetzung eine konkrete Zustandsgleichung zu betrachten, deren Koeffizienten unter Berücksichtigung der zulässigen Abweichung von verschiedenen thermodynamischen Größen dieses Modells, die als Basisgrößen betrachtet werden, generiert werden.

Die Hauptkomponente der Erdgase stellt Methan dar, dessen Gehalt in den wichtigsten Gastransitleitungen aus Russland im Bereich von  $95 \div 99 \%$  variiert.

Das bedeutet, dass es notwendig ist, sich bei der Durchführung der energo-technologischen Berechnungen des Rohrleitungstransportes vor allem auf die Eigenschaften des Methans zu orientieren.

Für die zu analysierenden Aufgaben, die durch Änderung der Temperatur des Erdgases im Bereich von  $270 \div 340 \text{ K}$  bedingt sind, sind vier Bereiche des Drucks auf den im Betrieb befindlichen und ausbaufähigen Rohrleitungen typisch:  $30 \div 55$ ;  $45 \div 75$ ;  $60 \div 100$ ;  $70 \div 120 \text{ bar}$ .

Die Analyse der Änderung der thermodynamischen Charakteristiken zeigt, dass die Voraussetzungen

$c_p \cdot D_h = \text{konst.}$ ;  $c_v \cdot D_u = \text{konst.}$ ;  $c_v \cdot D_u = \varphi(T)$  und  $n_T = 2$  für den untersuchten Bereich nicht anwendbar sind, weil sie zu Fehlern in den untersuchten Druckbereichen von  $30 \%$  und mehr führen.

Als approximative Zustandsgleichungen der Erdgase in den energo-technologischen Berechnungen des Rohrleitungstransportes kann man große Anzahl der Gleichungen verwenden.

Darüber hinaus kann die Berücksichtigung der erhöhten Forderungen zur Genauigkeit der Endergebnisse zur Entwicklung eines anderen Systems der Zusammenstellung und der Verwendung der thermodynamischen Berechnungsgrößen führen.

In jedem Industriezweig, einschließlich im der Ferngasleitung, sind spezifische thermodynamischen Aufgaben mit entsprechenden zu spezifizierenden thermodynamischen Größen zu lösen.

Für die im Ferngastransport dominierende Komponente Methan können Standardwerte für als Tabellen oder Kurven angegeben werden. Im Fall des Fehlens von einigen Größen oder der notwendigen Komplexe sind die Tabellen oder Kurven unter Verwendung der Basiszustandsgleichungen zu ergänzen. In diesem Fall besteht die Zusammenstellung des Systems der thermodynamischen Berechnungen in der Zusammenstellung der einfachsten empirischen Interpolierungsgleichungen für jede thermodynamische Größe.

## 6.1 Reduzierung

### 6.1.1 Drosselung

Der Effekt des Druckabbaus des Arbeitsmediums während der Bewältigung des lokalen Widerstands heißt Drosselung. Bei der Drosselung ist die Änderung der Gasgeschwindigkeit verhältnismäßig gering. Es kann angenommen werden, dass die Strömungsgeschwindigkeit im Querschnitt (I-I) vor dem Einzelwiderstand, gleich der Strömungsgeschwindigkeit im Querschnitt (II-II) nach dem Einzelwiderstand ist. (Abb. 6.1).

Analysieren wir den Prozess der Drosselung, der ohne Raumänderungsarbeit ( $W_{1,2} = 0$ ) abläuft, so findet kein Wärmeaustausch des Arbeitsmediums mit dem umgebenden Medium ( $Q_{1,2} = 0$ ) statt. Der Druckabfall nach dem Einzelwiderstand (Abb. 6.1) ist durch Zerstreuung (Verlust) der Strömungsenergie bedingt.

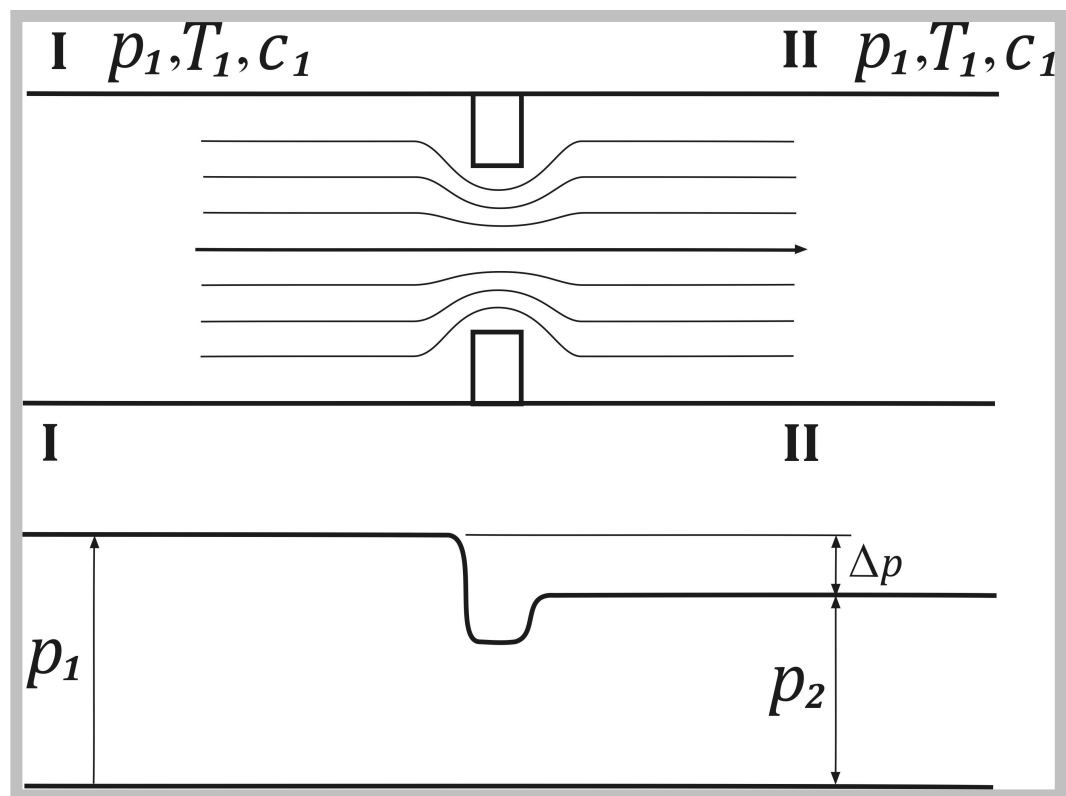


Abbildung 6.1: Schema des Prozesses der Drosselung des Gases oder Dampfes bei der Überwindung des Einzelwiderstandes beim Strom

Unter Beachtung der oben genannten Bedingungen des analysierten Prozesses der Drosselung gestaltet sich die Gleichung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für Strom folgenderweise:

$$\delta Q = dH = 0; H_2 - H_1 = 0 \text{ oder } H = \text{konst.}$$

Das bedeutet, dass der zu analysierte Prozess der Drosselung ein isenthalpischer Prozess ist, d.h., die Enthalpie des Arbeitsmediums bis zur Drossel ist zahlenmäßig gleich der Enthalpie des Arbeitsmediums nach der Drossel. Bei dem Durchfluss in der Drossel verändert sich die Enthalpie des Gases.

Wenn wir als Einzelwiderstand die Kanalverengung betrachten, beschleunigt sich der Strom im verengten Querschnitt, die kinetische Energie wird größer und die Enthalpie des Arbeitsmediums wird geringer (Prozess 1 - 2') (Abb. 6.2). Nach der Drossel vergrößert sich der Strömungsquerschnitt wieder, die Strömung wird langsamer, die kinetische Energie wird kleiner, und die Enthalpie des Gases erhöht sich bis zur vorhergehenden Größenordnung.

(Prozess 2' - 2).

Der Prozess der Drosselung ist ein nichtumkehrbarer Prozess; er geht immer mit dem Zuwachs der Entropie des Arbeitsmediums einher.

Die Änderung der Temperatur des Gases oder der Flüssigkeit bei der adiabatischen Drosselung wird als Joule-Thomson-Effekt bezeichnet.

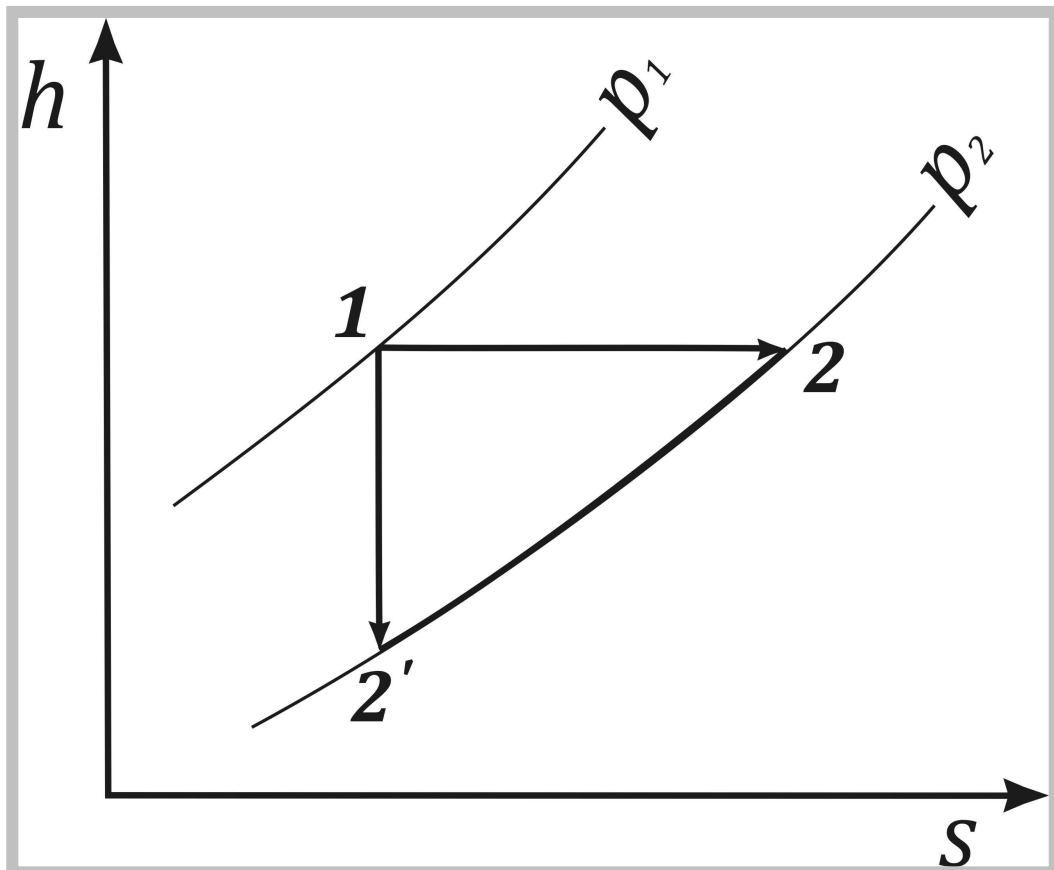


Abbildung 6.2: Prozess der Drosselung

Es sind ein differentieller und integraler Drossel-Effekte zu unterscheiden. Die Größe des differentiellen Drossel-Effektes wird aus dem Verhältnis bestimmt,

$$D_h = \left( \frac{\partial T}{\partial p} \right)_h \quad (6.12)$$

wo  $D_h$  als Drossel-Koeffizient oder Joule-Thomson-Koeffizient bezeichnet wird,  $K/Pa$

Der integrale Drossel-Effekt wird nach folgendem Verhältnis bestimmt.

$$T_2 - T_1 = \int_1^2 D_h \cdot dp \quad (6.13)$$

Der Joule-Thomson-Koeffizient wird aus der folgenden Gleichung bestimmt, die aus den mathematischen Formeln des ersten und des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik abgeleitet werden

$$D_h = \frac{T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v}{c_p}. \quad (6.14)$$

Zur Bestimmung der Drossel-Koeffizienten (Joule-Thomson-Koeffizienten), und zwar der Temperatur nach der Drosselung, ist es notwendig die Zustandsgleichung einzubeziehen.

### 6.1.2 Adiabatische Expansion

Der adiabatische Prozess ist ein thermodynamischer Prozess, der Änderungen des Zustandes des Systems, durch Ausschluss des Wärmeaustausches ( $\delta q = 0$ ), und infolge der Umkehrbarkeit des Prozesses die Entropie als unveränderlich, betrachtet.

(  $ds = \frac{\delta q}{T} = 0$  ) auf solcher Weise ist der adiabatische Prozess isentropisch und erfüllt folgende

Gleichung:

$$pv^\gamma = konst. = C, \quad (6.15)$$

Die Berechnungsformel zur Berechnung der Adiabatenindex ( $\gamma$ ) lautet:

$$n_s = \gamma = - \frac{\frac{dp}{p}}{\frac{dv}{v}} = \frac{-d \ln p}{d \ln v} = \frac{-d \log p}{d \log v}. \quad (6.16)$$

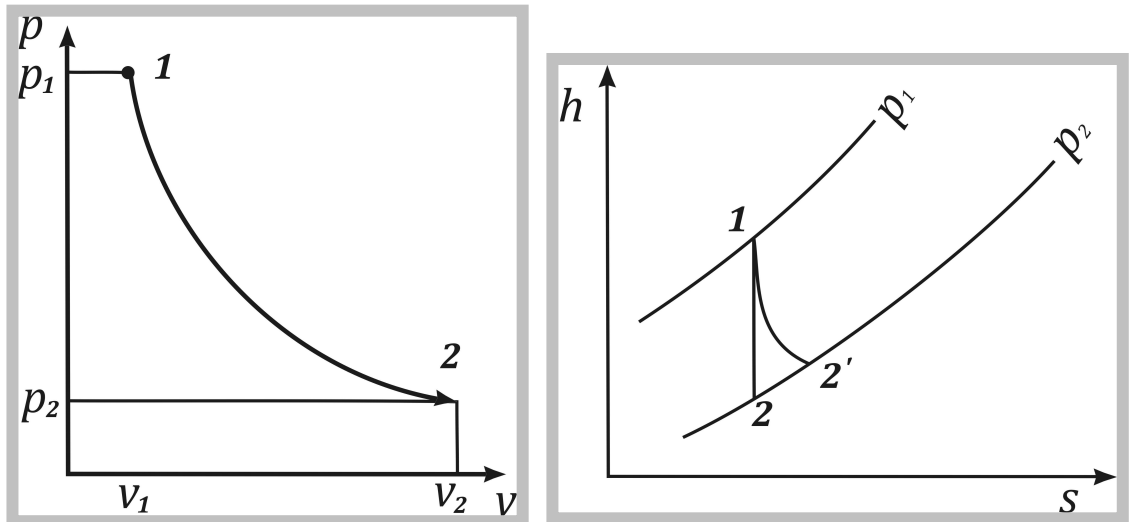


Nach der Integration unter der Bedingung der Konstanz des Kennwertes des Prozesses erhalten wir:

$$n_s = \gamma = \frac{\Delta h}{\Delta u} = \frac{w_{1,2}}{l_{1,2}} = \frac{\log \frac{p_1}{p_2}}{\log \frac{v_2}{v_1}} \quad (6.17)$$

Für das ideale Gas ist der Adiabatenindex gleich  $\gamma = C_p/C_v$

Der Prozess der adiabatischen Expansion des Gases in der Gasentspannungsturbine unter den Bedingungen des umkehrbaren (1-2) und realen Prozessen (1-2') ist in der Abbildung 6.3 dargestellt.



**Abbildung 6.3: Prozess der adiabatischen Expansion auf dem P-v und h-S-Diagramm**

Die technische Arbeit, die durch Gas bei der umkehrbaren Expansion in der Gasentspannungsturbine ausgeübt wird, wird durch folgende Gleichung beschrieben:

$$l_{tech} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot p_1 v_1 \cdot \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \quad (6.18)$$

Andererseits, wie aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik folgt, gilt für den adiabatischen Prozess infolge der Gleichheit folgendes:  $\delta q = 0$

$$l_{tech} = h_1 - h_2 \quad (6.19)$$

## 6.2 Thermodynamische Größen der Erdgase in Bezug auf Bedingungen der Rohrleitungen

In den technologischen Berechnungen des Rohrleitungstransportes wird eine Reihe von thermodynamischen Größen –  $z$ ,  $\rho$ ,  $c_p$ ,  $D_h$  – verwendet.

Die meisten davon beziehen sich auf Methan. Darüber hinaus sind in der Fachliteratur für einige Zusammensetzungen der Erdgase entsprechende Angaben verfügbar. Aber das Fehlen der Daten für andere relevante Zusammensetzungen führt dazu, dass sehr oft ein und dasselbe Modell des thermodynamischen Prozess mit unveränderlichen thermodynamischen Größen verwendet wird. Durch nicht angepasste Zustandsgleichungen sind Abweichungen unentbehrlich.

Die kalorischen Gaseigenschaften werden nach ihren Zustandsgleichungen auf der Grundlage der differentiellen Verhältnisse der Thermodynamik bestimmt, die entsprechende Parameter mit den unabhängigen Variablen der Zustandsgleichung verbindet:

a) wahre Wärmekapazitäten bei konstantem Druck ( $c_p$ ) und Volumen ( $c_v$ ):

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial p}\right)_T = -T \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial T^2}\right), \quad (6.20)$$

$$\left(\frac{\partial c_v}{\partial v}\right)_T = T \cdot \left(\frac{\partial^2 p}{\partial T^2}\right), \quad (6.21)$$

$$c_p - c_v = T \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v; \quad (6.22)$$

b) Joule-Thomson-Koeffizient ( $D_h$ ) und Joule-Gay-Lussac-Koeffizient ( $D_u$ ):

$$D_h = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h = -\frac{1}{c_p} \cdot \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = \frac{1}{c_p} \cdot \left[ v - T \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \right], \quad (6.23)$$

$$D_u = \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_u = -\frac{1}{c_v} \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = \frac{1}{c_v} \cdot \left[ p - T \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v \right]; \quad (6.24)$$

c) Kennwerte der isothermischen ( $n_T$ ), adiabatischen ( $\gamma$ ), isoenthalpischen ( $n_h$ ) und isoenergetischen ( $n_u$ ) Prozesse:

$$n_T = -\frac{v}{p} \cdot \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_T, \quad (6.25)$$

$$\gamma = \frac{v}{p} \cdot \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_s = n_T \cdot \frac{C_p}{C_v} = \frac{1}{\frac{1}{n_T} - \frac{p}{v} \cdot \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial p} \right)_v}, \quad (6.26)$$

$$n_h = -\frac{v}{p} \cdot \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_h = \frac{n_T}{1 - D_h \cdot \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v}, \quad (6.27)$$

$$n_u = -\frac{v}{p} \cdot \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_u = n_T \cdot \left[ 1 - D_u \cdot \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right], \quad (6.28)$$

Die Formeln für innere Energie (u), Enthalpie (h) und Entropie (s) werden durch allgemein bekannte Integrationsverfahren bestimmt.

Aber für praktische Berechnungen reichen die angegebenen thermodynamischen Charakteristika (6.20) ÷ (6.28), die für den Berechnungsbereich der Temperaturen und Drucke als durchschnittlich gelten.

Die angegebenen thermodynamischen Verhältnisse sind für reine Stoffe und ihre Mischungen gleich.

Bei der Lösung von einer Reihe der thermodynamischen Aufgaben (bei der Bestimmung der durchschnittlichen Eigenschaften, Berechnung der Kompressionsprozesse des Gases usw.) ist es bequemer, nicht über primäre thermodynamischen Größen  $c_p$ ,  $D_h$ ,  $\rho$ ,  $\gamma$ ,  $n_h$  usw. zu verfügen, sondern die

Komplexe  $c_p$ ,  $D_h$ ,  $p$ ,  $v$ ,  $\frac{\gamma}{\gamma-1}$  usw. zu verwenden.

Die Verwendung der angegebenen Komplexe vereinfacht sowohl die Berechnungen und erlaubt in jedem Berechnungsfall, die richtige Betrachtungsweise zur Mittelung im betrachteten thermodynamischen Prozess zu wählen.

Dadurch kann der unvermeidlich zusätzliche Fehler bei der Zusammenstellung des Komplexes nach den durchschnittlichen Größen deutlich verringert werden.

Die mathematische Bearbeitung von experimentellen Daten erlaubte ein konkretisiertes System der thermodynamischen Berechnungskennwerte für Methan und für Erdgas im Druckbereich von  $p = 30 \div 80$  bar und im Temperaturbereich von  $T = 270 \div 340$  K. [27].

# Methan

Spezifische Wärme bei konstantem Druck, kJ/(Kg.K):

$$c_p = 2,074 + 6,057 \cdot 10^{-5} \cdot t + 1,214 \cdot 10^{-1} \cdot p - 1,132 \cdot 10^{-3} \cdot t \cdot p, \quad (6.29)$$

Potenzialfunktion, J/Kg:

$$pv = 2535 + 506,4 \cdot T - 5,734 \cdot 10^4 \cdot p + 2,338 \cdot 10^4 \cdot T^{0,15} \cdot p, \quad (6.30)$$

Multiplikation der spezifischen Wärme bei konstantem Druck und des Joule-Thomson-Koeffizienten, kJ/(kg.MPa):

$$c_p \cdot D_h = 2,428 + 1,1013 \cdot 10^7 \cdot T^{2,5} - 5,566 \cdot 10^2 \cdot p^{1,5} + 1,0205 \cdot 10^{13} \cdot T^{5,5} \cdot p, \quad (6.31)$$

Adiabatenindex:

$$\gamma = 1,173 + 2,781 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0,3830 \cdot p - 0,1546 \cdot T^{0,15} \cdot p, \quad (6.32)$$

Kompressibilitätskoeffizient:

$$z = 1,015 - 7,080 \cdot 10^{-5} \cdot T - 0,4708 \cdot p + 0,1936 \cdot T^{0,15} \cdot p, \quad (6.33)$$

Dichte, Kg/m<sup>3</sup>:

$$\rho = p \cdot 10^6 / (pv). \quad (6.34)$$

$$\rho = 107,0 - 682,7 \cdot T^{0,5} - 67,22 \cdot p^{0,1} + 4,817 \cdot 10^4 \cdot T^{1,5} \cdot p, \quad (6.35)$$

Spezifische Enthalpiekonstante, kJ/Kg:

$$h = -16,91 + 2,161 \cdot T - 181,1 \cdot p + 72,58 \cdot T^{0,15} \cdot p. \quad (6.36)$$

In den Verhältnissen (6.29 ÷ 6.36) sind folgende Einheitenangabe relevant: Temperatur T[K], t [°C] und des Absolutdrucks P [MPa].

Bei dem Vergleich der Genauigkeit der empirischen Verhältnisse zur Berechnungen der Methaneigenschaften mit der Genauigkeit von thermodynamischen Tabellen ist zu betonen, dass die Bestimmung der Entropie selbst nicht allen Anforderungen entspricht..

Für die verbreiteten Zusammensetzungen der Erdgase mit dem Methangehalt von 95 ÷ 100 % kann der Unterschied des Erdgases von Methan berücksichtigt werden, indem die Größe des molaren Methangehaltes  $r_{CH_4}$  im Gas eingeführt wird, die in Einheitsanteilen angegeben wird.

Die Zusammenfassung der experimentellen Daten für Methan und zwei anderen häufig angetroffenen Erdgaszusammensetzungen erlaubte, die empirische Abhängigkeiten zur Berechnung der thermodynamischen Erdgaseigenschaften mit dem Methangehalt von  $r_{meth} = 0,95 \div 1$  zu erhalten [27].

Die spezifische Wärme bei konstantem Druck, kJ/(Kg·K) wird dabei wie folgt angegeben:

$$c_p = 3,347 - 7,561 \cdot 10^{-4} \cdot T^{1,4} + 0,4332 \cdot p^{1,1} - 5,460 \cdot 10^{-3} \cdot T^{0,76} \cdot p^{1,05} + 7,777 \cdot 10^{-10} \cdot T^{3,7} \cdot r_{meth}^{0,92} \quad (6.37)$$

Potenzialfunktion, J/Kg:

$$pv = -180916 + 25033 \cdot T^{0,5} - 4,175 \cdot 10^4 \cdot p + 1,224 \cdot 10^4 \cdot T^{0,205} \cdot p - 2391 \cdot T^{0,657} \cdot r_{meth}^{-2,05} \quad (6.38)$$

Durch Multiplikation der spezifischen Wärme bei konstantem Druck und des Joule-Thomson-Koeffizienten ergibt sich: kJ/(Kg·MPa):

$$c_p \cdot D_h = 58,90 - 2,245 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - r_{meth} \cdot (0,4153 \cdot T - 1,588 \cdot p - 21,67 \cdot r_{meth} + 4,277 \cdot 10^{-3} \cdot T \cdot p - 8,144 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 2,196 \cdot 10^{-2} \cdot p^2), \quad (6.39)$$

Der Adiabatenindex ist dann wie folgt anzugeben:

$$\gamma = 1,658 - 6,534 \cdot 10^{-3} \cdot T^{0,79} + 0,3132 \cdot p^{1,06} - 0,1563 \cdot T^{0,14} \cdot p + 1,021 \cdot 10^{-5} \cdot T^{1,8} \cdot r_{meth} \quad (6.40)$$

Weitere Kenngrößen können nachstehend benannt werden:

Kennwert des isentropischen Prozesses:

$$n_h = 2,007 + 9,446 \cdot 10^{-4} \cdot T^{1,2} + 1,434 \cdot 10^{-2} \cdot p^{1,4} - 7,752 \cdot 10^{-5} \cdot T \cdot p^{1,1} - 0,1089 \cdot T^{0,5} \cdot r_{meth} \quad (6.41)$$

Kompressibilitätskoeffizient:

$$z = -0,2262 + 9,093 \cdot T^{0,33} - 0,4837 \cdot p + 0,1988 \cdot T^{0,15} \cdot p - 766312 \cdot T^{2,7} \cdot r_{meth}^{-1,67} \quad (6.42)$$

Dichte,  $Kg/m^3$ :

$$\rho = p \cdot 10^6 / (pv), \quad (6.43)$$

$$\rho = -78,72 + 35597 \cdot T^{1,2} + 30,54 \cdot p^{0,89} + 2,234 \cdot 10^{-2} \cdot T^{1,2} \cdot p + 3,652 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \cdot r_{meth} + 0,3647 \cdot p^2 \cdot r_{meth} -$$

$$- 0,1328 \cdot T \cdot p \cdot r_{meth}^{0,498} \quad (6.44)$$

Spezifische Enthalpiekonstante, kJ/Kg:

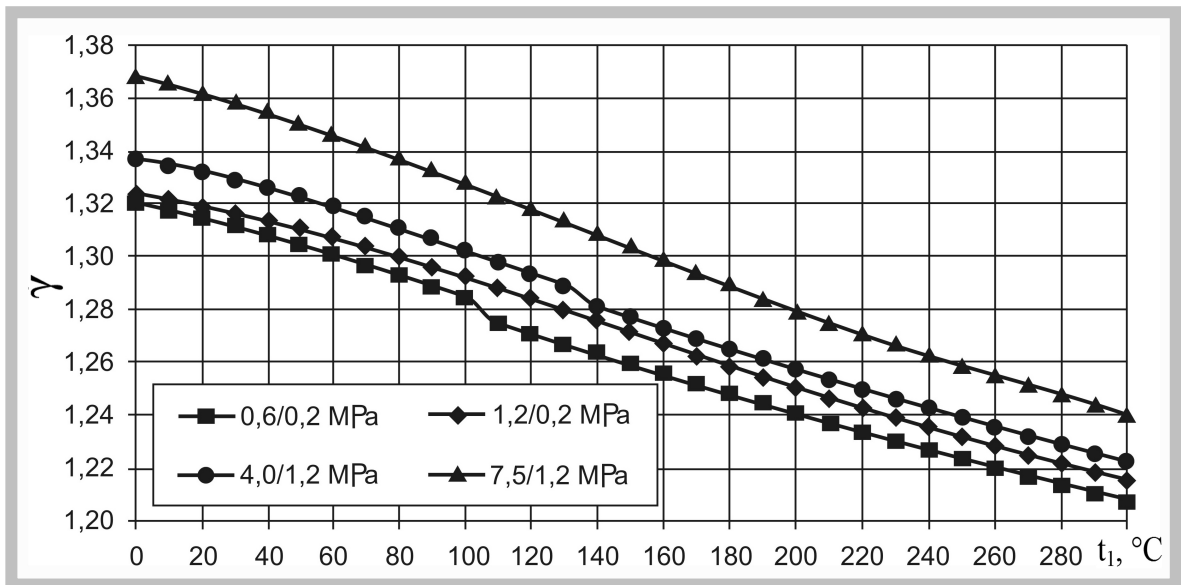
$$h = -13395 + 2,667 \cdot T - 34,77 \cdot p + 7,817 \cdot 10^{-2} \cdot T \cdot p - 29,90 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 0,5882 \cdot p^2 +$$

$$+ r_{met} (26936 - 13636 \cdot r_{met} + 3,065 \cdot 10^{-3} \cdot T \cdot p + 21,76 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 0,5927 \cdot p^2) \quad (6.45)$$

Es ist zu betonen, dass die erhaltenen Berechnungsverhältnisse (6.37÷ 6.45) im Großen und Ganzen viel genauer sind, als die Ergebnisse des heute verwendeten Systems der Berechnungsverhältnisse zur Bestimmung der thermodynamischen Eigenschaften. Die durchschnittlichen Abweichungen sind um das 1,3–2-Fache verringert, die Größe der maximalen Fehler kann um 1,5–3-Fache geringer angesetzt werden. Da die Genauigkeit der Bestimmung der Potenzialfunktion (pv) nach dem Verhältnis (6.38) besser als Genauigkeit der Bestimmung des Kompressibilitätsfaktors (z) und der Dichte ( $\rho$ ) ist, ist es zweckmäßig, bei einer bestimmten Zusammensetzung des Gases z und  $\rho$  durch Potenzialfunktion zu ermitteln.

### 6.3 Vergleich der Berechnungen zwischen reale und idealen Gasen

Thermodynamische Eigenschaften des Methans werden nach den Gleichungen (6.29–6.36) berechnet. Die Abhängigkeit des Adiabatenindex  $\gamma$  vom Druck, von der Temperatur und von Druckgefällen, die für Gasverteilungsstationen und Erdgasreglerstationen typisch sind (Gaseingangsdruck vor der Druckminderungsstation, MPa; Gasaustrittsdruck nach der Druckminderungsstation, MPa), sind auf der Abb. 6.4 dargestellt.



**Abbildung 6.4:** Abhängigkeit des Adiabatenindex von Methan von der Temperatur und von Gasdruckgefällen

Aus den Kurven, die auf der Abbildung 6.4 ersichtlich sind, kann man verstehen, dass  $\gamma$  mit dem Anstieg der Temperatur geringer wird. Auch für das Gasdruckgefälle 75/12 bar in dem untersuchten Bereich der Temperatur beträgt diese Reduzierung 9,37 %;

für Gasdruckgefälle 40/12 bar - 8,54 %; für Gasdruckgefälle 6/2 bar - 8,58 % und für Gasdruckgefälle 12/2 bar - 8,13 %.

Also, bei der Bestimmung von  $\gamma$ , deren Bedeutung von der Temperatur nicht abhängt, wird die Arbeit mit einer Abweichung bestimmt.

Im Bereich der Durchführung dieser Berechnungen unterscheiden sich die Eigenschaften des Methans von den Eigenschaften des Idealgases signifikant.

Auf der Abbildung 6.5 ist die Abhängigkeit des Kompressibilitätsfaktors des Methans vom Gasdruck im untersuchten Bereich der Temperatur dargestellt.

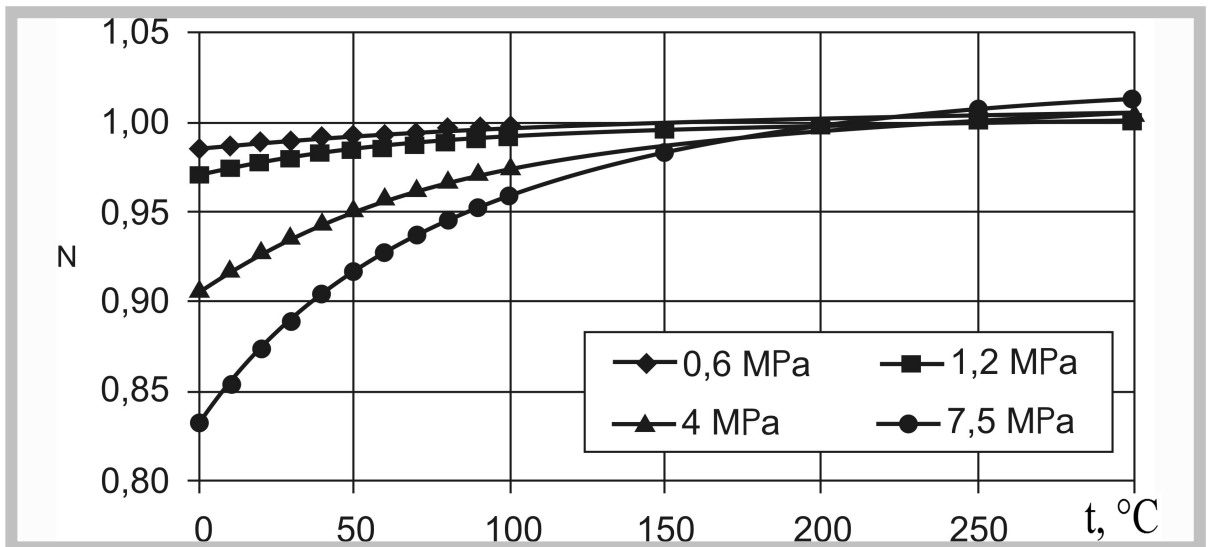


Abbildung 6.5: Abhängigkeit des Kompressibilitätskoeffizienten des Methans vom Gasdruck und von der Temperatur

Vergleichen wir nun die Ergebnisse der Berechnungen der Arbeit, die nach der Gleichung für ein ideales Gas mit den Ergebnissen, die nach der Gleichung (6.29–6.36) ausgeführt sind.

Auf der Abbildung 6.6 sind die Abhängigkeiten der Arbeit der Expansionsturbine, die nach der Gleichung für ein ideales Gas bei  $\gamma = 1,3$  und nach der Gleichung für Methan in Abhängigkeit von der Temperatur berechnet sind, dargestellt und die diesbezüglichen relative Unterschiede

$\Delta l_{GET} = [(l_{GET} - l_{GET}^{id})/l_{GET}] 100, \%$  angeführt.

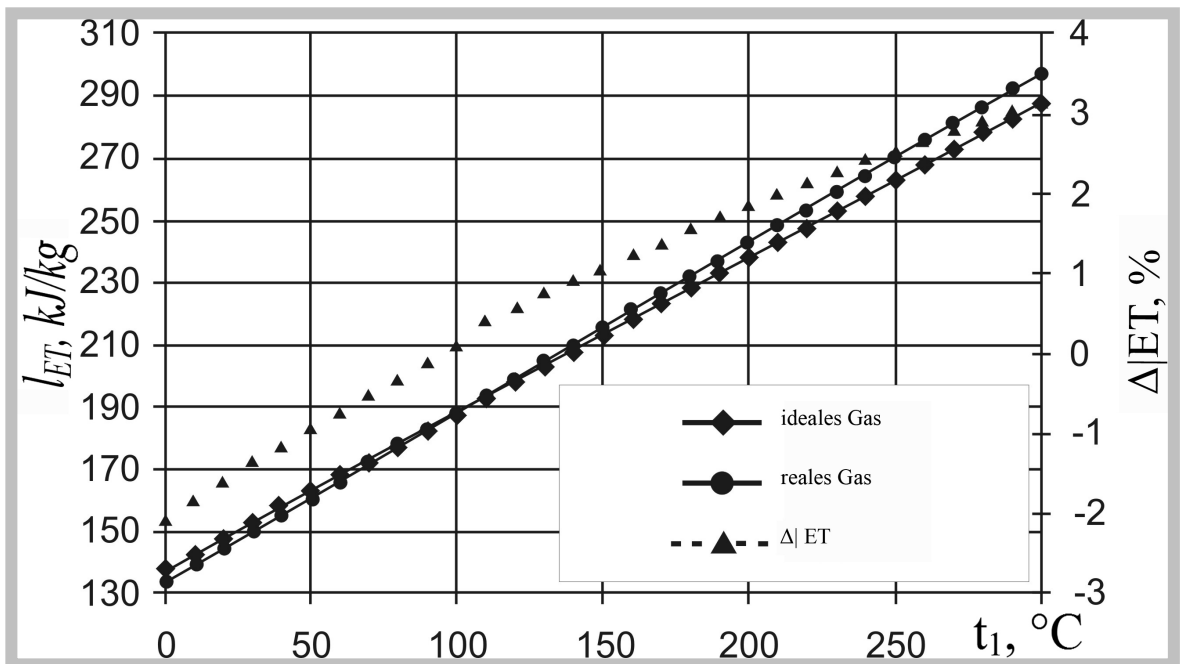


Abbildung 6.6 a: Abhängigkeiten der Arbeit der Gasentspannungsturbine



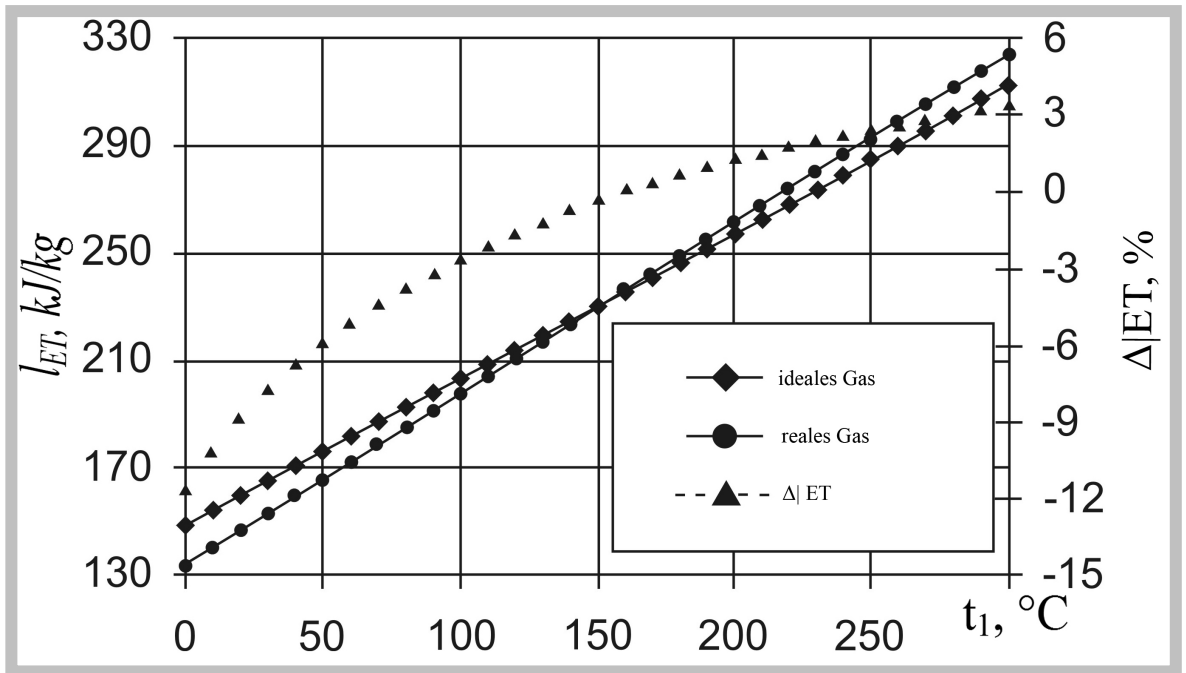


Abb.- 6.6 b: Abhängigkeiten der Arbeit der Expansionsturbine

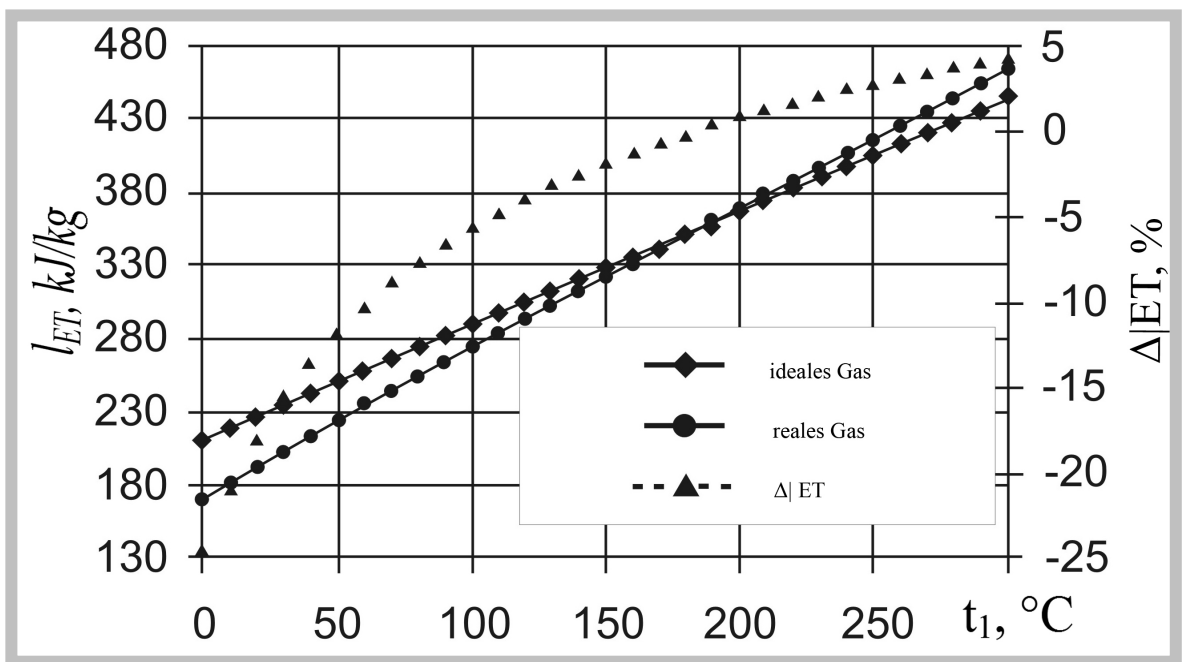
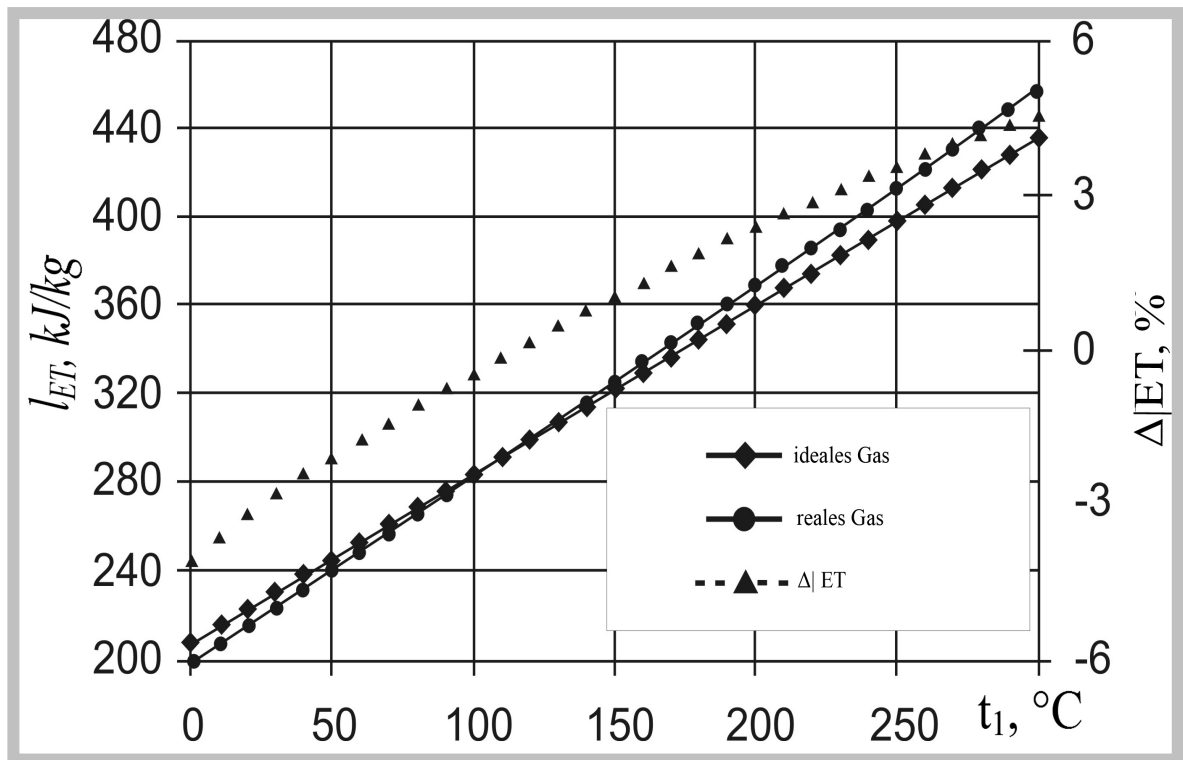


Abbildung 6.6 c: Abhängigkeiten der Arbeit der Expansionsturbine



**Abbildung 6.6 d: Abhängigkeiten der Arbeit der Expansionsturbine**

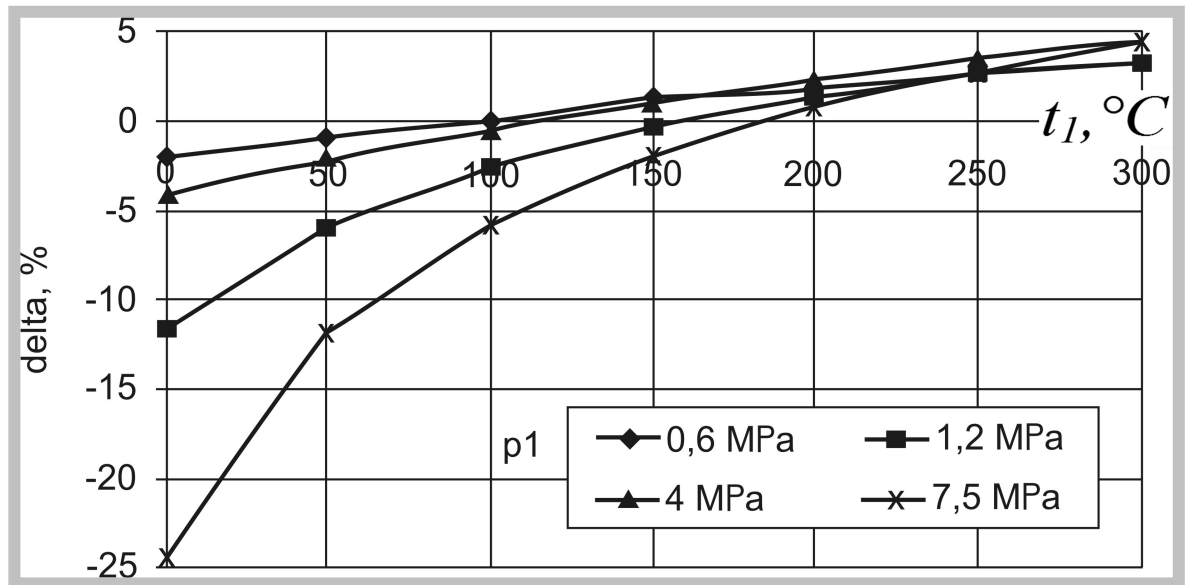
Abbildung 6.6: Abhängigkeiten der Arbeit der Gasentspannungsturbine für reales Gas, ideales Gas und der relativen Unterschiede für Methan bei den Gasdruckgefällen, a) 0,6/0,2; b) 1,2/0,2; c) 4,0/1,2; d) 7,5/1,2

Aus der Abbildung 6.6 ist ersichtlich, dass die Arbeit der Gasentspannungsturbine deutlich unterbewertet oder überbewertet werden kann, wenn  $\gamma$  nicht genau bestimmt wird.

So,  $\gamma = 1,3$  werden diese Unterschiede im Bereich der Temperatur 0...300 °C bei den Gasdruckgefällen 6/2 bar auf dem Niveau von -2,1...+3,2 % bestimmt;

bei den Gasdruckgefällen 12/2 bar auf dem Niveau von -4,1...+4,6 %; bei den Gasdruckgefällen 40/12 bar auf dem Niveau von -11,7...+3,37 %; bei den Gasdruckgefällen 75/12 bar auf dem Niveau von -24,5...+4,4 %.

In der Abbildung 6.7 sind die Abhängigkeiten der Arbeit der Gasentspannungsturbine vom Druck und von der Temperatur dargestellt.



**Abbildung. 6.7:** *Abhängigkeit der Abweichung der Berechnung der spezifischen Arbeit der Gasentspannungsturbine von der Temperatur des Gases bei verschiedenen Gasdruckgefällen*

Aus der Abbildung 6.7 ist ersichtlich, dass je höher der Druck und je niedriger Temperatur sind, desto höher die Abweichung der Berechnung ausfällt. Wie die angeführten Berechnungen zeigen, führt die Verwendung der Gleichung des idealen Gases zur Abweichung, und darum lohnt es, die Gleichung für Erdgas zu verwenden.

## 6.4 Vergleich der Berechnungen zwischen Methan und Erdgasgemischen

Die Erdgase bestehen vor allem aus gesättigten Kohlenwasserstoffen ( $C_nH_{2n+2}$ ), Stickstoff, Kohlenstoffdioxid und Schwefelwasserstoff. Dabei variiert der Methangehalt im Erdgas von 62,4 % bis 98,9 %.

Aber nach der Erdgasaufbereitung des Erdgases für den nachfolgenden Transport durch Ferngasleitungen steigt der Methangehalt von 96–99 % an.

Um den Einfluss der Zusammensetzung des Erdgases auf die von der Gasentspannungsturbine produzierte Kapazität zu bestimmen, wurde ein Programm der Berechnung der thermodynamischen Eigenschaften des Erdgases entwickelt, dessen Grundlage die Gleichungen (6.37–6.45) darstellen [66].

Die Ausgangsdaten zur Berechnung der Eigenschaften nach dem Programm sind der Druck, die Temperatur und die Komponentenbestandteile des Erdgases, der in Volumenanteilen der Einzelkomponenten angegeben ist.

Der Einzelkomponentenbestand für Ferngasleitungen Deutschlands ist in der Tabelle 6.1 dargestellt [15].

Benennung			Nordverbundgas	Russengas Groß Körös	Russengas Sayda
<b>Analysewerte<sup>1)</sup></b>					
CH <sub>4</sub>	Methan	Vol.-%	91,36	97,71	97,44
		<b>Mol.-%</b>	<b>91,31</b>	<b>97,70</b>	<b>97,42</b>
N <sub>2</sub>	Stickstoff	Vol.-%	2,69	0,73	0,70
		<b>Mol.-%</b>	<b>2,68</b>	<b>0,73</b>	<b>0,70</b>
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid	Vol.-%	1,30	0,08	0,12
		<b>Mol.-%</b>	<b>1,31</b>	<b>0,08</b>	<b>0,12</b>
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	Ethan	Vol.-%	3,84	1,14	1,36
		<b>Mol.-%</b>	<b>3,87</b>	<b>1,15</b>	<b>1,37</b>
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Propan	Vol.-%	0,63	0,25	0,27
		<b>Mol.-%</b>	<b>0,64</b>	<b>0,25</b>	<b>0,27</b>
n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	n-Butane	Vol.-%	0,08	0,03	0,04
		<b>Mol.-%</b>	<b>0,08</b>	<b>0,04</b>	<b>0,04</b>
i-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	i-Butane	Vol.-%	0,07	0,04	0,05
		<b>Mol.-%</b>	<b>0,07</b>	<b>0,04</b>	<b>0,05</b>
n-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	n-Pentane	Vol.-%	0,01	< 0,01	< 0,01
		<b>Mol.-%</b>	<b>0,01</b>	<b>&lt; 0,01</b>	<b>0,01</b>
i-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	i-Pentane	Vol.-%	0,02	0,01	0,01
		<b>Mol.-%</b>	<b>0,02</b>	<b>0,01</b>	<b>0,01</b>
neo-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	neo-Pentane	Vol.-%	< 0,01	< 0,01	< 0,01
		<b>Mol.-%</b>	<b>&lt; 0,01</b>	<b>&lt; 0,01</b>	<b>&lt; 0,01</b>
C <sub>6</sub> +	Hexane + höhere KWs	Vol.-%	0,01	< 0,01	< 0,01
		<b>Mol.-%</b>	<b>0,01</b>	<b>&lt; 0,01</b>	<b>&lt; 0,01</b>
S	Gesamtschwefel- gehalt <sup>2)</sup>	mg/m <sup>3</sup>	< 30	< 30	< 30
H <sub>2</sub> S	Schwefelwasser- stoff <sup>2)</sup>	mg/m <sup>3</sup>	< 5	< 5	< 5
H <sub>2</sub> O	Wasser <sup>3)</sup>	mg/m <sup>3</sup>	< 50	< 50	< 50
<p><i>Einzelne Durchschnittswerte unterschiedlicher Gase dürfen nicht rechnerisch verknüpft werden. Die Kenndaten beziehen sich auf stöchiometrische Verbrennung.</i></p> <p><i>1) Analysenwerte &lt; 0,01 Vol.-% werden bei der Berechnung nicht berücksichtigt. Eine Festlegung von Streubreiten bei den Einzelkomponenten ist nicht durchführbar.</i></p> <p><i>2) gemäß DVGW G260 – Gasbeschaffenheit</i></p> <p><i>3) &lt; 50 mg/m<sup>3</sup> Wasser entsprechen einem Taupunkt von &lt; -11 °C bei einem Druck von 40 bar</i></p>					

**Tabelle 6.1 Komponentenbestand des Gases für Ferngasleitungen Deutschlands**

Im Programm ist die Zustandsgleichung [13] eingeschaltet, die die Eigenschaften des Erdgases im Bereich der Parameter beschreibt: für den Druck — bis 120 bar, für Temperatur — 240 bis 480 K.

Für Vergleichsberechnungen wurden Zusammensetzungen des Transportgases mit einem Methangehalt von 98,9 %; 81,7 % und 92,8 % gewählt.

Die Berechnungen wurden für Druckgefälle des Erdgases auf der Erdgasreglerstation für 6/2 bar und 12/2 bar durchgeführt.

Die Gaseingangstemperatur in GET steigerte sich im Bereich von 10 bis 130 °C.

Nach Anwendung des Programms wurden bei bestimmten Eingangsdruck und -temperaturen der Gasentspannungsturbine die Enthalpie  $h_i$  und Entropie  $s$  ermittelt.

Dann wurde bei einem angenommenen Wirkungsgrad der Gasentspannungsturbine von 80 % und bei einem bestimmten Ausgangsdruck nach der Gasentspannungsturbine die Ausgangsenthalpie  $h_{2d}$  bestimmt, sowie die spezifische Arbeit der Gasentspannungsturbine  $l_{GET} = h_i - h_{2d}$  ermittelt.

Auf der Abbildung 6.8 sind die Abhängigkeiten der Arbeit der Gasentspannungsturbine von der Temperatur der Beheizung des Gases vor der Gasentspannungsturbine und von der Zusammensetzung des Erdgases für Druckgefälle, die für Erdgasreglerstationen typisch sind, dargestellt.

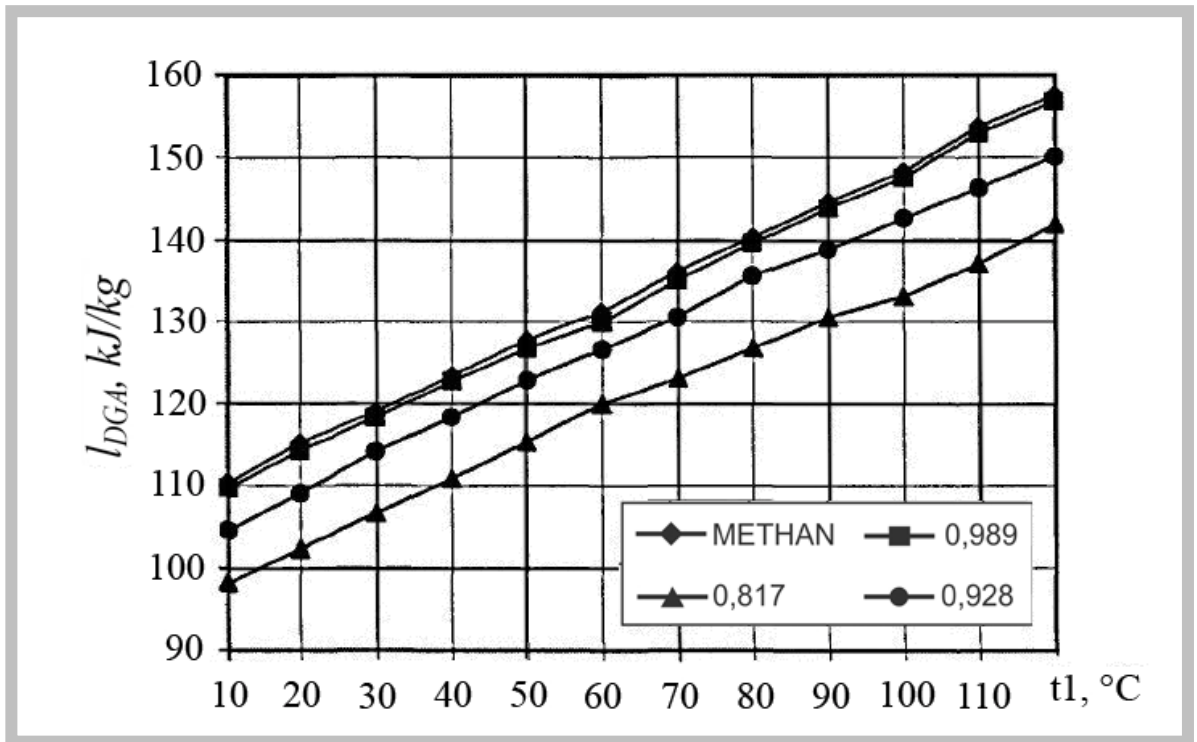


Abbildung 6.8 a: Druckgefälle auf einer Erdgasreglerstation 6/2 bar

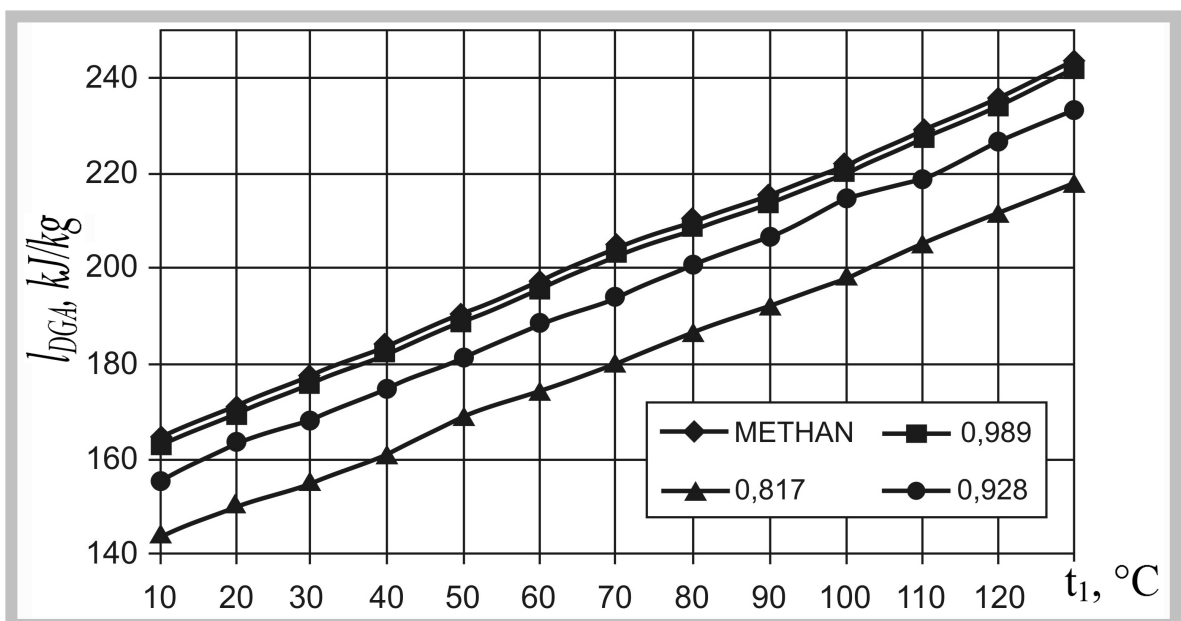


Abbildung 6.8 b: Druckgefälle auf einer Erdgasreglerstation 12/2 bar

Wie es aus den Diagrammen ersichtlich ist, ist der Methangehalt direkt proportional zu der Kapazität von GET. Dies hängt damit zusammen, dass mit der Verringerung des Anteils vom Methan der Brennwert geringer wird.

In der Tabelle 6.2 sind die Unterschiede der erzielbaren Arbeit von Expansionsturbinen von hochprozentigem Methananteil zu entsprechenden Erdgasgemischen dargestellt.

**Tabelle 6.2:** *Die Unterschiede der Größen der Arbeit der Expansionsturbine, die auf dem Erdgas arbeitet*

$t, ^\circ\text{C}$	$P_1/P_2=6/2 \text{ bar}$			$P_1/P_2=12/2 \text{ bar}$		
	92,8 %	81,7 %	98,9 %	92,8 %	81,7 %	98,9 %
10	0,59	10,98	5,32	0,70	12,42	5,39
20	0,87	11,22	5,39	0,68	12,02	4,19
30	0,57	10,42	4,08	0,66	12,55	4,96
40	0,56	10,19	4,13	0,64	12,17	4,55
50	0,81	9,77	3,86	0,61	10,98	4,58
60	0,95	8,52	3,42	0,60	11,48	4,42
70	0,78	9,56	4,09	0,59	11,96	5,07
80	0,51	9,63	3,37	0,58	10,94	4,13
90	0,51	9,77	4,03	0,80	10,92	4,22
100	0,51	10,24	3,79	0,83	10,74	3,17
110	0,50	10,85	4,84	0,49	10,21	4,44
120	0,49	9,94	4,74	0,55	10,09	3,67
cp	0,64±0,2	11,31±1,2	4,39±1,2	0,64±0,3	10,09±1,6	4,25±1,1

Wie die Tabelle 6.2 zeigt, verringert sich bei einem Methangehalt im Erdgas von 98,9 % die Arbeit von ET um 0,64 %, bei einem Methangehalt im Erdgas von 92,8 % bereits um 4,64 % und beim Methangehalt im Erdgas von 81,7 % um 11,3 %, Da die Eigenschaften des Erdgases maßgeblich von seiner Zusammensetzung abhängen, lohnt es sich, die signifikanten Eigenschaften unter Berücksichtigung des Methangehalts zu berechnen.

## 6.5 Thermodynamische Grundlagen der Gaserwärmung

Während der Drosselung an der Gasverteilungsstation und -reglerstelle sinkt die Gastemperatur am Auslass der Druckabfallstation (Abbildung 6.9).

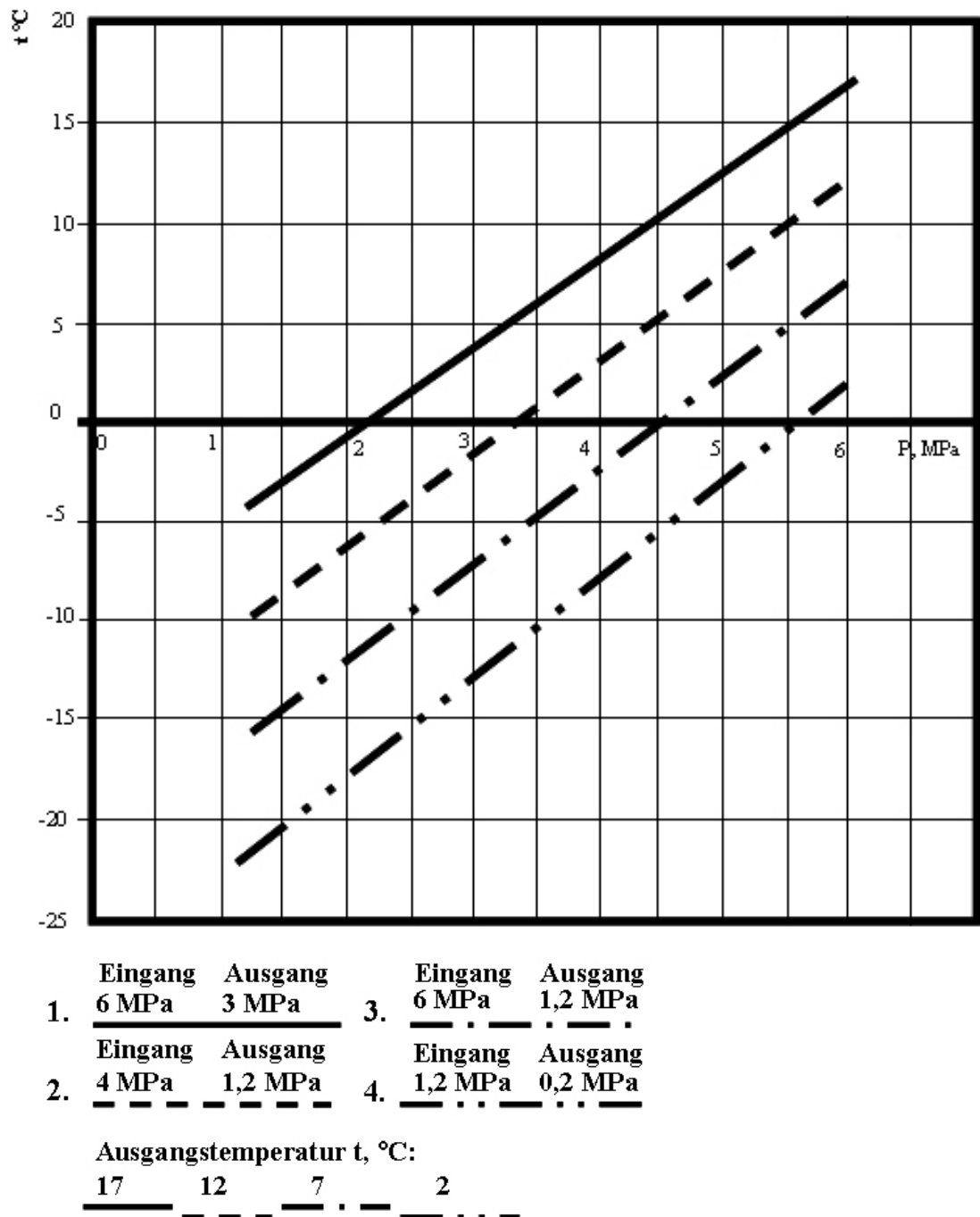


Abbildung 6.9: Prozess der Drosselung in Druckabfallstationen

Anhand der Abbildung 6.9 kann man sehen, dass bei der Expansion des Ferngases in der Drosselungsanlage seine Temperatur um 13 bis 24 °C abhängig vom Druckgefälle sinkt. Bei der Expansion des Gases in der Gasentspannungsturbine sinkt seine Temperatur jedoch signifikanter im Vergleich zu der Drosselung (Abbildung 6.10).

Soweit das aus Abbildung 6.10 anschaulich ist, sinkt die Temperatur des Ferngases  $t_1 = 10\text{ °C}$  bei der Expansion in der Gasentspannungsturbine am Auslass  $t_2$ , abhängig von der Druckdifferenz, bis auf  $-42\text{ ... }-85\text{ °C}$ .

Der Betrieb der Gasrohrleitungen in einem solchen Temperaturbereich ist aus technologischen Gründen unmöglich. Deshalb ist das Gas vor der Gasentspannungsturbine zu erwärmen.

So, ist das Gasgemisch sowie vor der Drosselungseinrichtung, als auch vor der Gasentspannungsturbine in einer direkten proportionalen Abhängigkeit zu der Druckdifferenz zu erwärmen.

Das Erhitzen des Gases ergibt schlussendlich einen erhöhten Leistungsindex. In Abbildung 6.10 sind Zusammenhänge der von der Kaltturbine geleisteten Arbeit mit der Temperatur des Erhitzens des Gases bei verschiedenen Druckverhältnissen auf den Gasreglerstationen dargestellt.

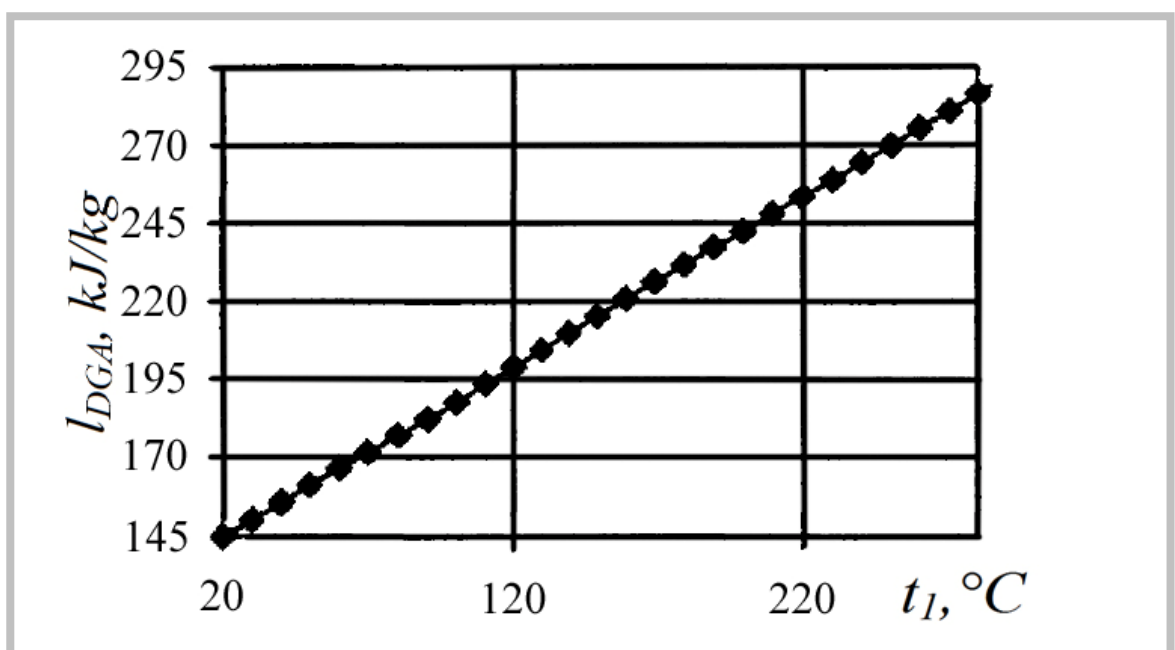


Abbildung 6.10 a) Spezifische Gasarbeit bei einer Drosselung von 0,6/0,2 MPa



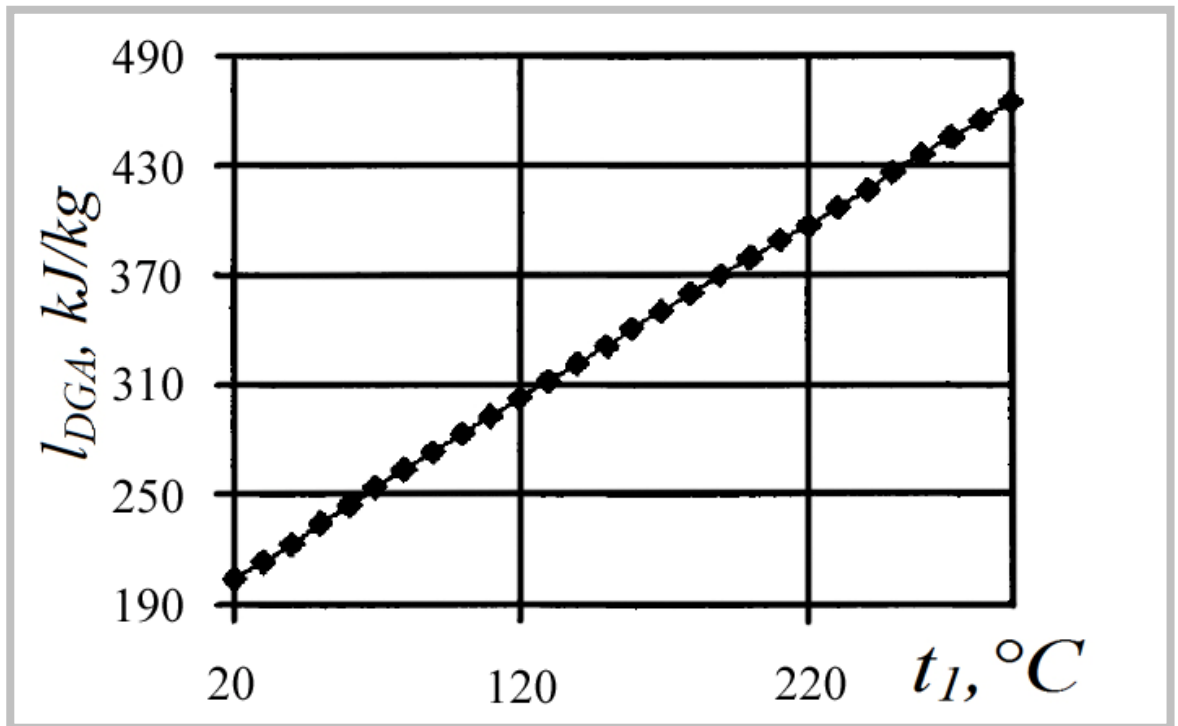


Abbildung 6.10 b) Spezifische Gasarbeit bei einer Drosselung von 4,0/1,2 MPa

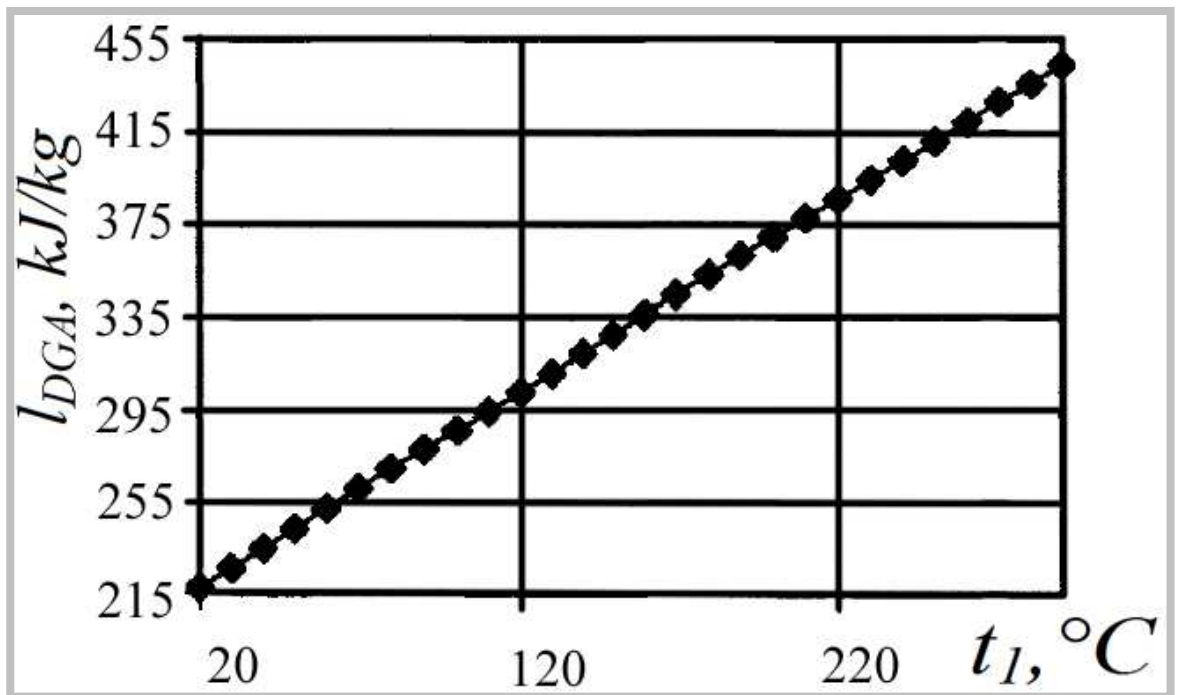
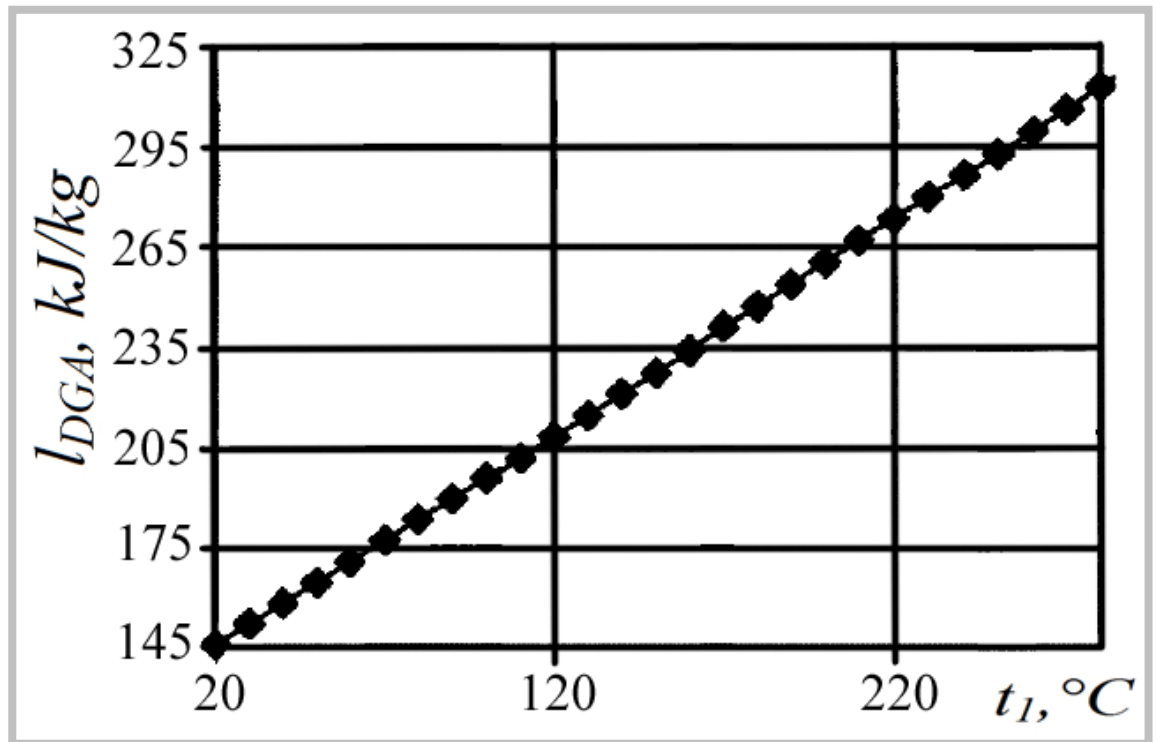


Abbildung 6.10 c): Spezifische Gasarbeit bei einer Drosselung von 7,5/1,2 MPa



**Abbildung 6.10 d:** Spezifische Gasarbeit bei einer Drosselung von 1,2/0,2 MPa

**Abbildung 6.10 a), b), c), d):** Abhängigkeit der von der Gasentspannungsturbine geleisteten Arbeit von Druck- und Temperaturangaben

Nach den Angaben (Abbildung 6.10) wächst die spezifische Gasarbeit  $l$  (kJ/kg) während der Expansion mit Erhöhung der Temperatur am Einlass der Gasentspannungsturbine bei allen hier aufgezeigten Druckverhältnissen.

Die Abhängigkeit der Zunahme der Arbeit der Gasentspannungsturbine dank der zugeführten Wärme ( $dl/dq$ ) hat einen unsteten Charakter unter Hochdruck im betrachteten Temperaturbereich (Abbildung 6.11). Das ist mit dem Einfluss des kritischen Bereichs verbunden.

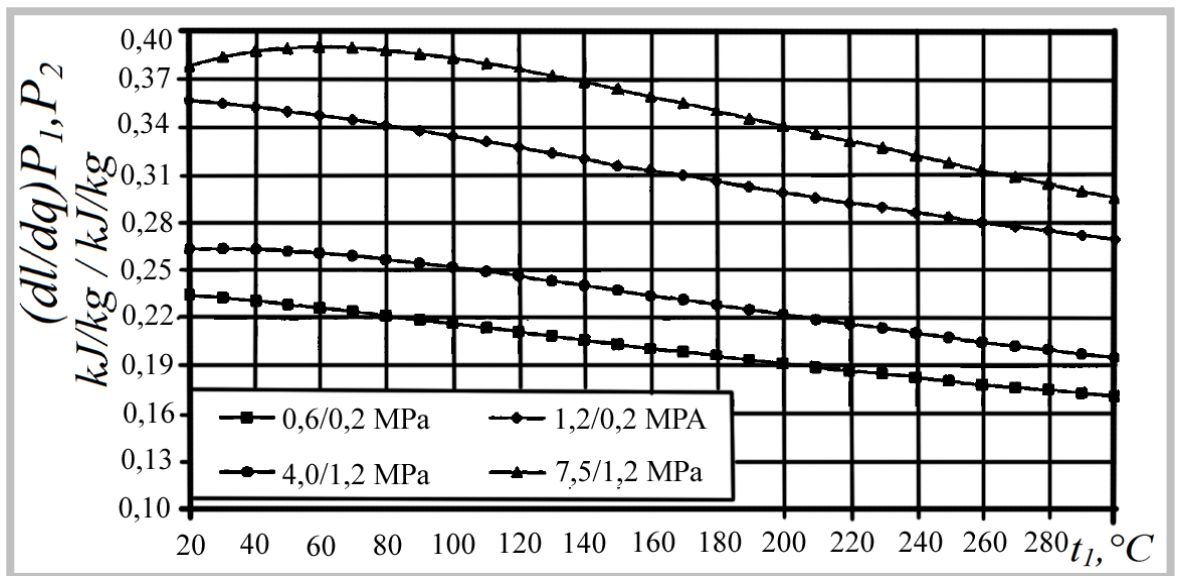


Abbildung 6.11: Abhängigkeit  $(dl/dq) P_1, P_2$  von der Gastemperatur

Bei der Druckdifferenz 7,5/1,2 MPa ergibt das Erhitzen des Gases mit der Wärme  $q$  eine Arbeitszunahme bis zu einer Temperatur von ca. 60 °C.

Eine weitere Wärmezufuhr führt, wie bei anderen Druckdifferenzen, zur Minderung der relativen Zunahme. Das heißt, um die mit Temperaturerhöhung gleiche Arbeitszunahme zu erzielen, muss man mehr Wärme aufwenden. Die Zunahme des spezifischen Wärmeaufwands  $q/l$  lässt sich immer bei entsprechenden Temperaturerhöhungen nachweisen (Abbildung 6.12).

Daher muss man bei der Wahl des Temperaturbereichs für die Erhitzung des Gases spezifische Prozessparameter der Gasverteilungsstationen und -reglerstellen berücksichtigen.

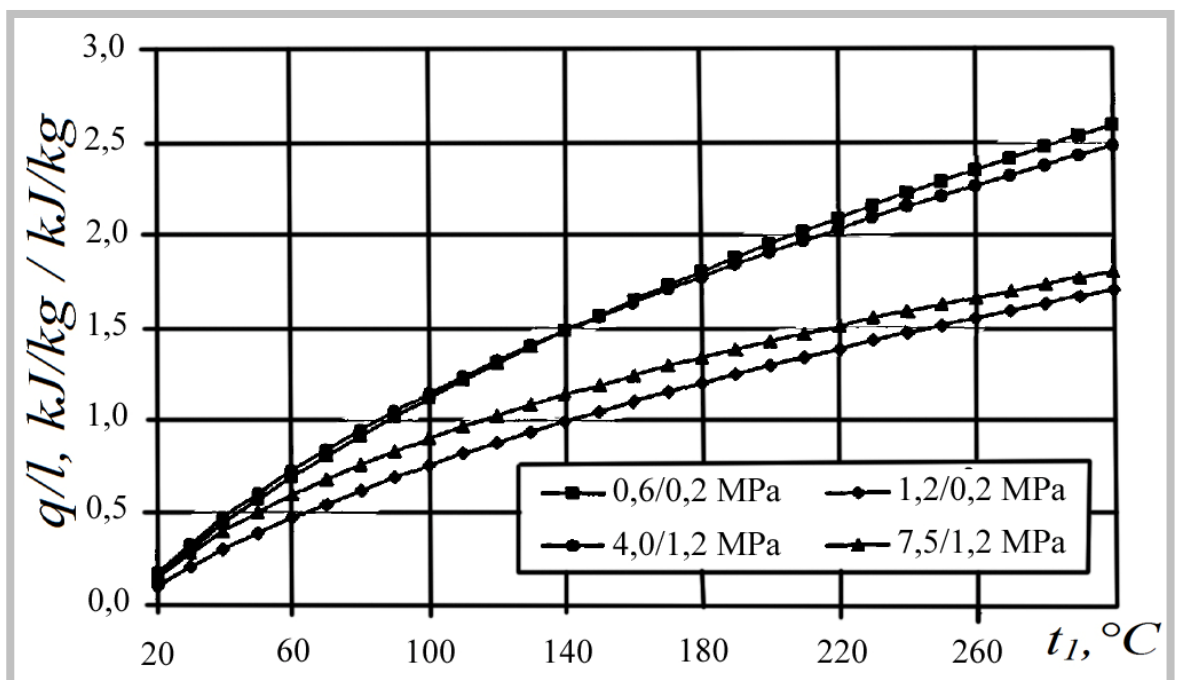


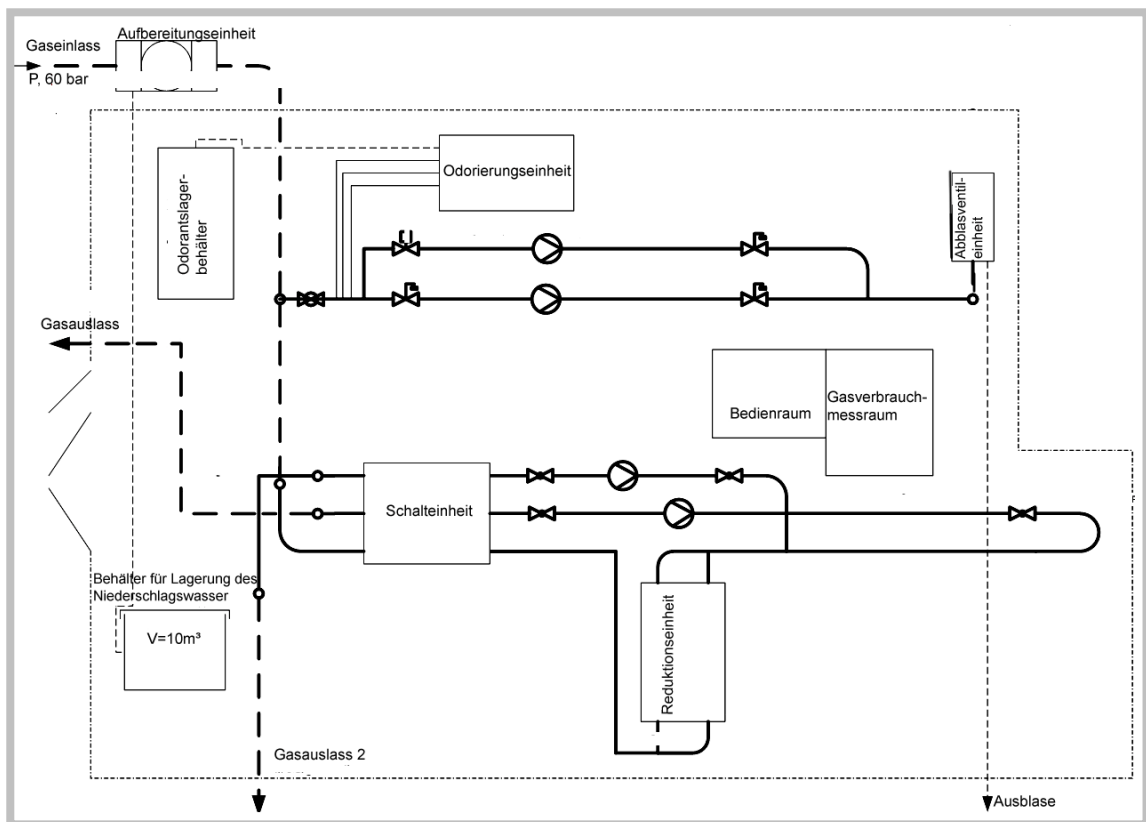
Abbildung 6.12: Abhängigkeit  $q/l$  von der Gastemperatur

## 6.6 Funktionsschemen der GVS

Das Funktionsschema der Gasverteilerstationen (GVS) muss einer Reihe von Anforderungen entsprechen:

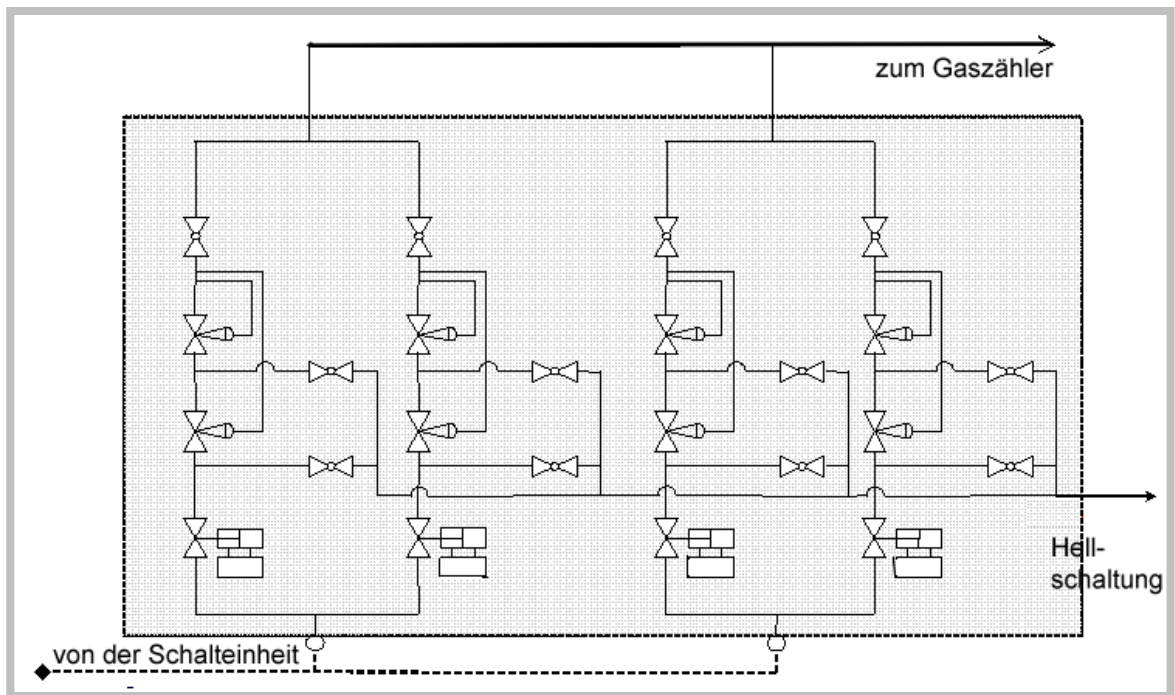
1. ununterbrochene Zufuhr des Gases mit bestimmten Parametern zu den Verbrauchern
2. Einhaltung aller ökologischen und Sicherheitsforderungen
3. energiesparende Fahrweise

Den ersten Anforderungen entspricht das klassische Schema der GVS auf der Basis der Reduktionseinrichtung im vollen Umfang. Das Funktionsschema von diesem Typ ist in Abbildung 6.13, die Reduktionseinheit ist in Abbildung 6.14 dargestellt.



**Abbildung 6 13: Funktionsschema der GVS<sub>1931</sub>**

Da im klassischen Funktionsschema der GVS Wärmeenergie für das Erhitzen des Gases benötigt wird, und zudem, wenn Flammerhitzer eingesetzt werden, entspricht es nicht den ökologischen Anforderungen im vollen Umfang. Das Schema lässt sich optimieren, wenn man die Flammerhitzer durch elektrische Beheizung ersetzt. Doch man braucht in diesem Fall elektrische Energie. Außerdem wird die anfallende Gasenergie nicht ausgenutzt, weil die Drosselung irreversibel gestaltet ist.



**Abbildung 6.14: Schaltung der Reduktionseinheit der GVS<sub>1931</sub>**

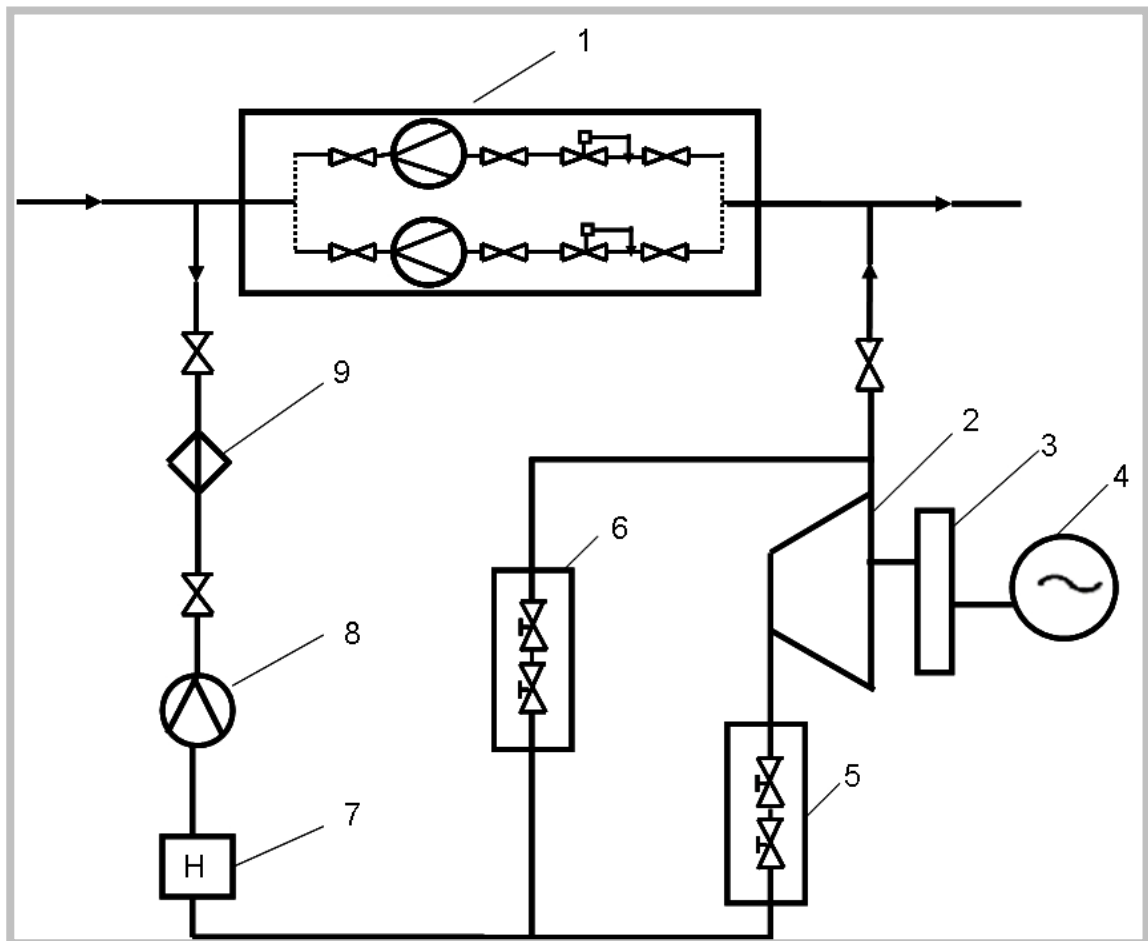
Zurzeit ist eine Reihe der Schemen der GVS vorhanden, in denen vorgeschlagen ist, die Wärme der Abgase, des Dampfes, die Energie der Umwelt oder komplizierte Schemen, insbesondere der Wärmepumpen usw. für die Optimierung des Energieverbrauchs anzuwenden.

Jedoch ist dabei zu betonen, dass einige der vorgeschlagenen Schemen nur unter Bedingung des Vorhandenseins der billigen Wärmeenergie in der Nähe der GVS realisierbar sind, die anderen zur Komplizierung des Funktionsschemas führen und, was die GVS angeht, nicht völlig eine Energieeinsparung sichern können. Außerdem wird die Funktionssicherheit der GVS wegen der erweiterten Funktionalität weiter eingeschränkt.

Vom Standpunkt der Anwendung der Druckgasenergie sind die Schemen der GVS in der letzten Zeit besonders verbreitet, wo turboelektrische Generatoren, sogenannte Expansions- und Generatorenanlagen anstatt der Reduktionseinheit eingesetzt werden. Dabei werden sowohl einstufige Expansion, als auch die Schemen mit dem serienmäßigen oder parallelen Anschluss der EGA mit möglichem Zwischenerhitzen des Gases empfohlen. Wesentliche Nachteile dieser Schemen bestehen darin, dass wenn man auf die Reduktionseinheit im Funktionsschema der GVS verzichtet, wird die Zuverlässigkeit der Leistung der GVS in der Gesamtheit vermindert, und die EGA funktionieren in optimalen Betriebsarten unter Bedingungen des variablen Gasverbrauchs der GVS in der Regel nicht.

Das kombinierte Schema, bei dem die EGA zusätzlich zur Reduktionseinheit parallel angeschlossen wird, scheint in diesem Fall sinnvoller zu sein. Dabei wird im klassischen Funktionsschema der GVS Wärmeenergie für das Erhitzen des Gases benötigt, und falls Flammerhitzer eingesetzt sind, entspricht es den ökologischen Anforderungen nicht im vollen Umfang. Das Schema lässt sich optimieren, wenn man die Flammerhitzer durch elektrische Beheizung ersetzt. Doch braucht man elektrische Energie in diesem Fall. Außerdem wird die Gasenergie dabei nicht ausgenutzt, weil die Drosselung irreversibel ist.

Es ist zweckmäßig, ein kombiniertes Schema zu verwenden, bei dem die EGA zusätzlich zur Reduktionseinheit parallel angeschlossen wird. Das Funktionsschema der GVS mit einem kombinierten System der Reduktionseinheit ist in Abbildung 6.15 dargestellt.



**Abbildung 6.15: Das Funktionsschema der GVS mit einem kombinierten System der Reduktionseinheit**

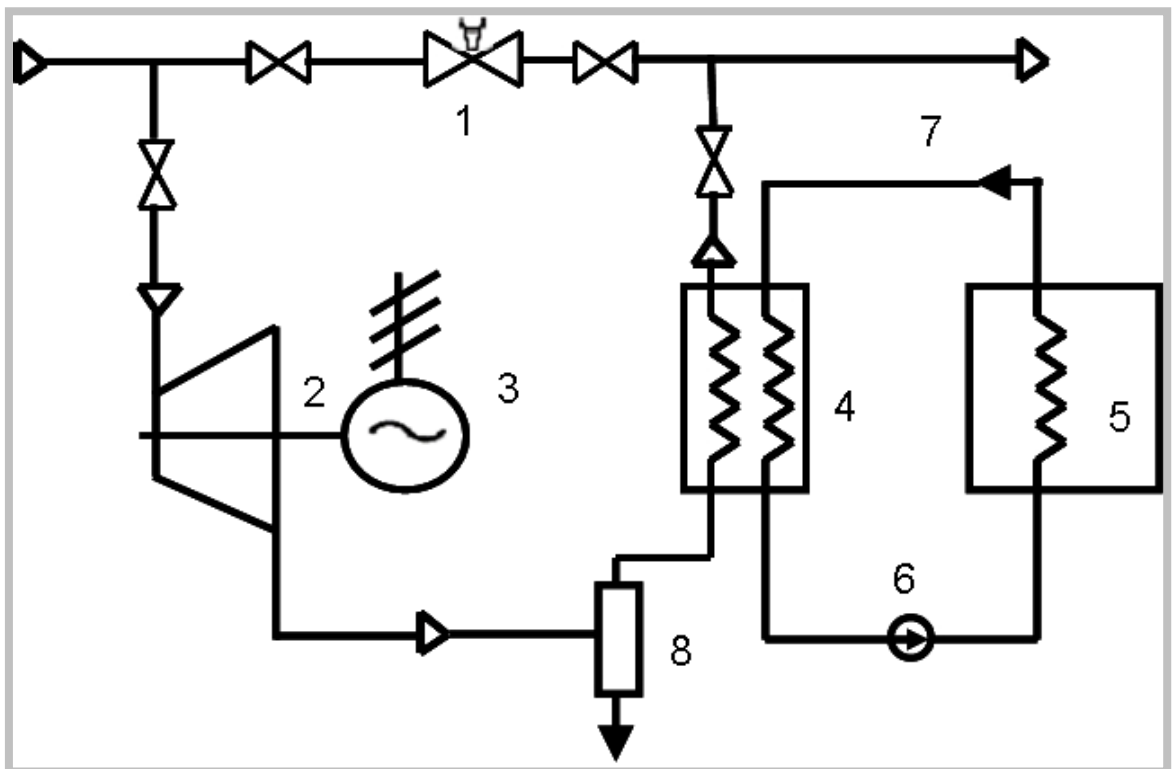
1 Reduktionseinheit; 2 Expansionsturbine; 3 Getriebe; 4 Generator; 5 Dosierventileinheit; 6 Einheit des Druckreglers; 7 Elektroerhitzer; 8 Filter; 9 Zähler des Gasverbrauchs.

Das oben angeführte Funktionsschema der GVS (Abbildung 6.15) besitzt eine Reihe von wesentlichen Vorteilen im Vergleich zu dem klassischen Schema und dem Schema der Reduktion, das nur auf der Basis der Expansionsturbinen funktioniert. Und zwar:

- es gewährleistet einen optimalen Betrieb der Expansionsturbinen (des Generators) dank der Neuverteilung des durch die GVS fließenden Gasstroms so, dass der Gasverbrauch unter allen Betriebsbedingungen konstant bleibt und die Spitzenbeanspruchungen durch die Reduktionseinheit abgelöst werden;
- die Zuverlässigkeit wird erhöht, der störungsfreie Betrieb der GVS wird sogar bei den Fehlern der Gasentspannungsturbine gesichert, denn in diesem Fall wird der ganze Gasstrom in die Reduktionseinheit geleitet;
- der vom Generator erzeugte Strom deckt teilweise den Eigenbedarf der GVS.

Wenn man das kombinierte Schema anwendet, kann man teilweise die Kosten der aufgenommenen Elektroenergie einsparen.

Die GVS mit dem kombinierten Reduktionsschema kann energieeffizient sein, falls man das Erhitzen des Gases vor der Reduktionseinheit einschränkt oder darauf völlig verzichtet. Stattdessen kann man Gas nach der Reduktion erhitzen. In diesem Fall findet die Expansion bei den niedrigeren Temperaturen (0–5 °C) statt, indem die Temperatur am Auslass der GVS durch Wärmeentnahme bis den zulässigen Wert erhöht wird. Natürlich vermindert sich dadurch die Menge der produzierten Energie infolge der Temperatursenkung vor der Expansionsturbine, doch besteht dabei die Möglichkeit, Kälte zu produzieren und danach anzuwenden. Das Funktionsschema der GVS mit der gleichzeitigen Erzeugung des Stroms und der Kälte ist in Abbildung 6.16 dargestellt.



**Abbildung 6.16:** Schema der gleichzeitigen Erzeugung von elektrischem Strom und von Kälteenergie

1 Reduzierventil der GVS; 2 Expansionsturbine; 3 Elektrogenerator; 4 Wärmeaustauscher; 5 Kühlkammer; 6 Kreispumpe; 7 Kältemittelkreis; 8 Absetzkammer

Auf der Stufe der Projektierung oder Rekonstruktion sollte die Endauswahl des Funktionsschemas der GVS von der technischen und wirtschaftlichen Analyse bestimmter Bedingungen und Parameter der GVS bestimmt sein.

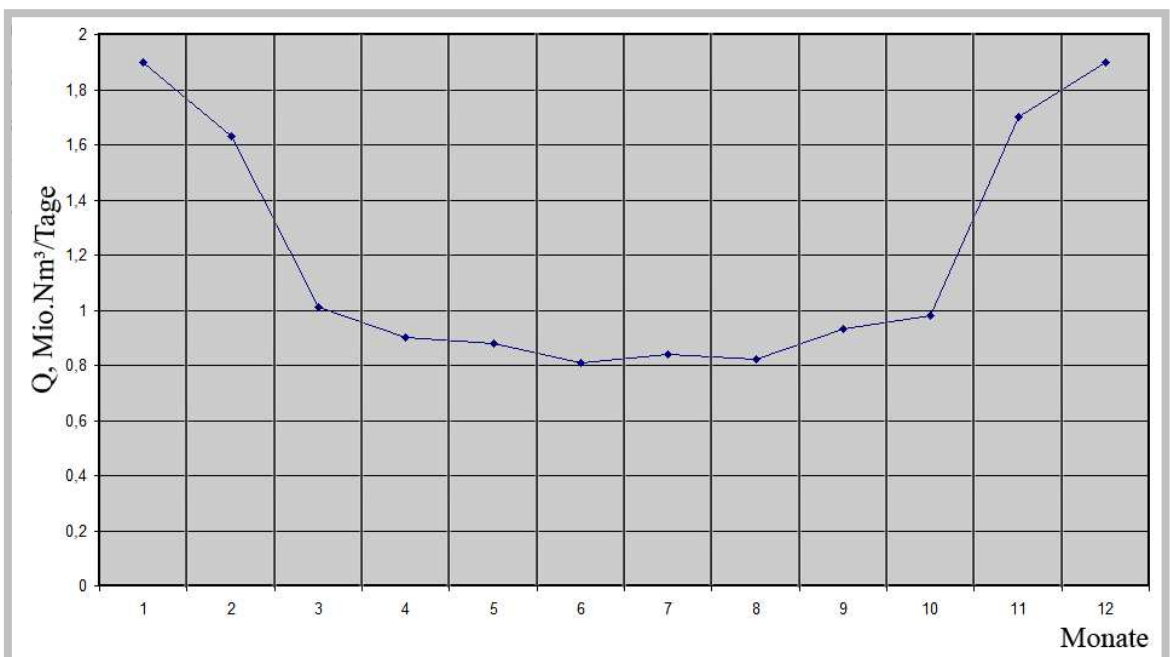
## 6.7 Technisch-wirtschaftliche Betrachtung der Schemata von Gasverteilerstation (GVS)

### 6.7.1 Ausgangsdaten

Zum Vergleich der drei Schemata von GVS werden folgende Ausgangsdaten angenommen:

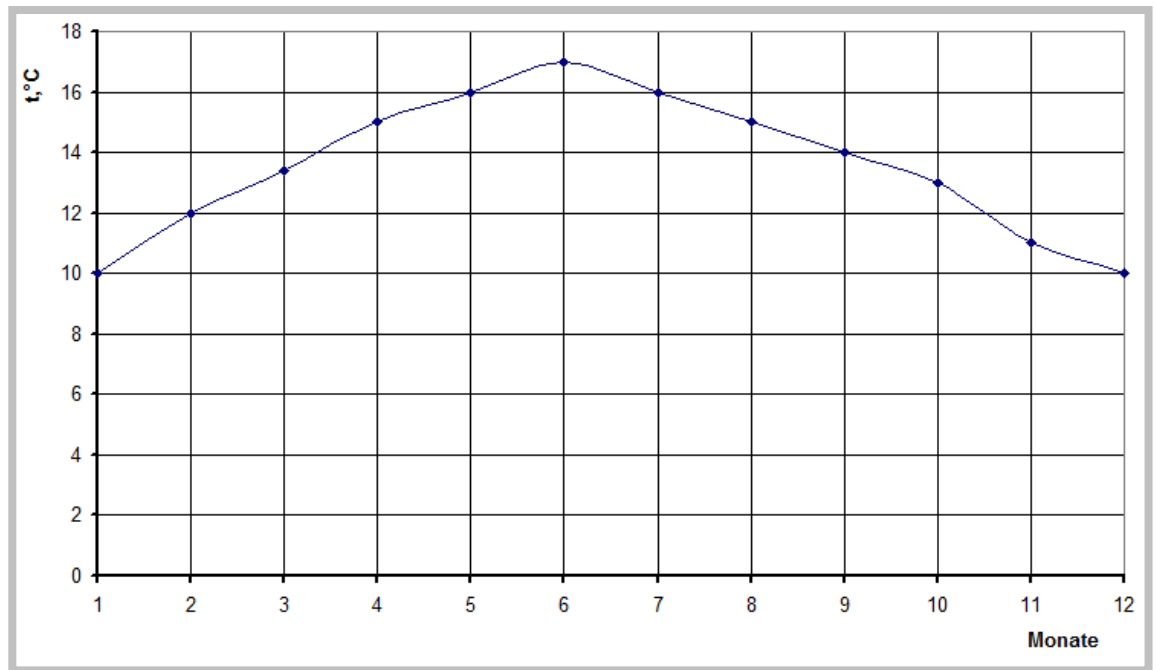
Eingangsdruck: 60 bar  
Ausgangsdruck: 30 bar  
Ausgangstemperatur: 5 °C

Die Monatsdurchschnittstemperaturen und die ihnen entsprechenden Verbrauchswerte von Erdgas mit einem Methangehalt von 98 % sind in den Abb. 6.17 und 6.18 dargestellt.



*Abbildung 6.17: Tagesmittelverbrauch des Erdgases in der Gasverteilerstation*





*Abbildung 6.18: Tagesmitteltemperatur des Erdgases im GVS-Eingang.*

### 6.7.2 Thermodynamische und thermische Berechnung

Die thermodynamischen und thermischen Berechnungen werden entsprechend der Methodik [13] und gemäß den Verhältnissen nach Gleichung 6.13–6.18 und 6.36–6.44 durchgeführt, die in den Abschnitten 6.1 und 6.2 angegeben sind.

Die Berechnungsergebnisse der thermodynamischen Eigenschaften der Schemata 1 und 2 sind in der Tabelle 6.3 dargestellt. Der Wärmeenergieverbrauch für die Erwärmung des Gases kann den Abbildung 6.19 und 6.20 entnommen werden.

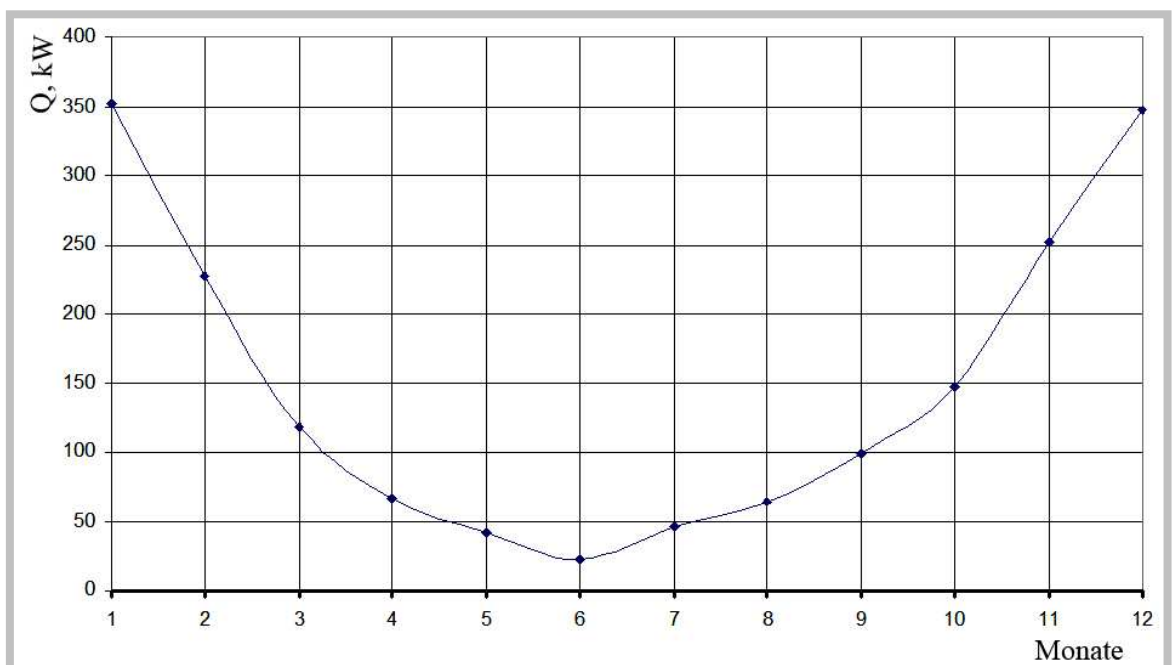
Die Berechnungsergebnisse der thermodynamischen Eigenschaften des Schemas 3 sind in der Tabelle 6.4 angegeben. Der Wärmeenergieverbrauch für die Erwärmung des Gases und die Wärmeleistung einer Kälteeinheit können den Abbildung 6.21 und 6.22 entnommen werden.

**Tabelle 6.3:** *Mittlere Werte der thermodynamischen Eigenschaften und thermischen Berechnung nach Jahresquartalen*

Quartal	1	2	3	4
Gastemperatur am Eingang der Drosseleinrichtung, K	287	287	287	287
Gastemperatur am Eingang in die Expansionsturbine, K	327	327	327	327
Wärmekapazität bei konstantem Druck, $C_{pm}$ (kJ/kgK)	2,475	2,475	2,475	2,475
Joule - Thomson-Koeffizient, $D_{th}$ (K/MPa)	4.6	4.6	4.6	4.6
Adiabatexponent, $\gamma$	1,36	1,36	1,36	1,36

**Tabelle 6. 4:** *Mittlere Werte der thermodynamischen Eigenschaften und thermischen Berechnung nach Jahresquartalen*

Quartal	1	2	3	4
Gastemperatur am Eingang in die Expansionsturbine, K	293	291	291	293
Gastemperatur am Ausgang aus der Expansionsturbine, K	237	241	241	237
Wärmekapazität bei konstantem Druck, $C_{pm}$ (kJ/kgK)	2,475	2,475	2,475	2,475
Adiabatexponent, $\gamma$	1,356	1,356	1,356	1,356



**Abbildung 6.19:** *Wärmeenergieverbrauch für Gaserwärmung (Schema 1)*

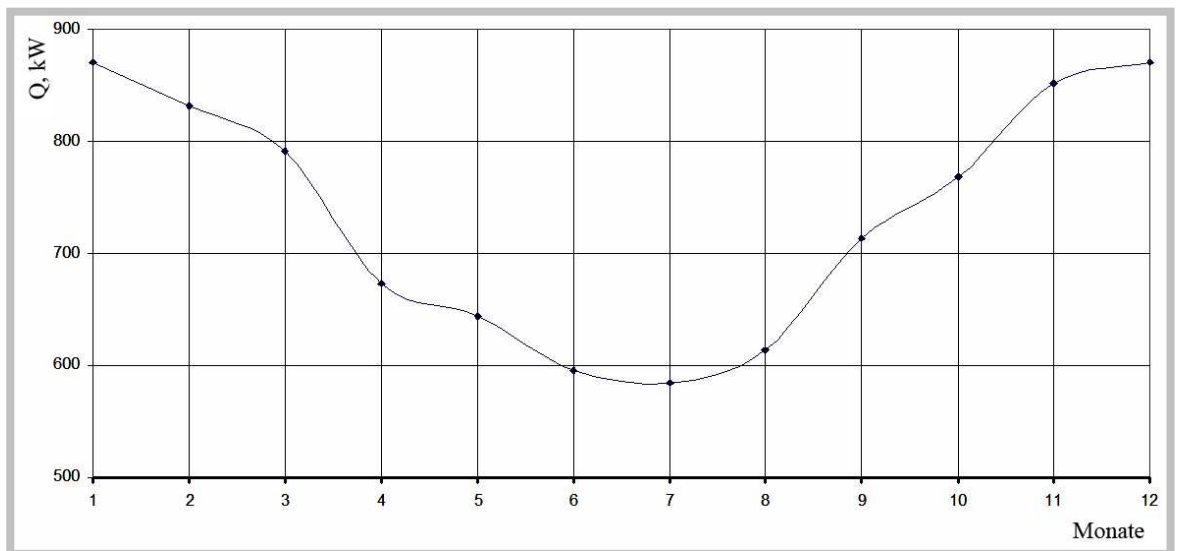


Abbildung 6.20: Wärmeenergieverbrauch für Gaserwärmung (Schema 2)

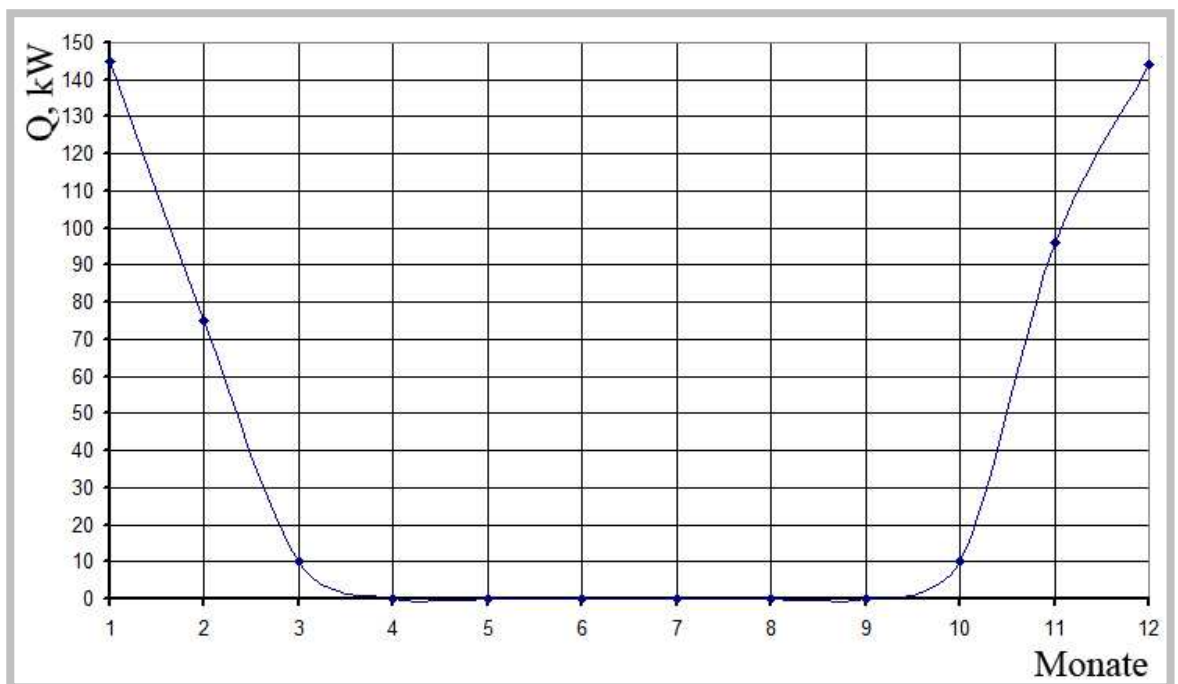


Abbildung 6.21: Wärmeenergieverbrauch für Gaserwärmung (Schema 3)

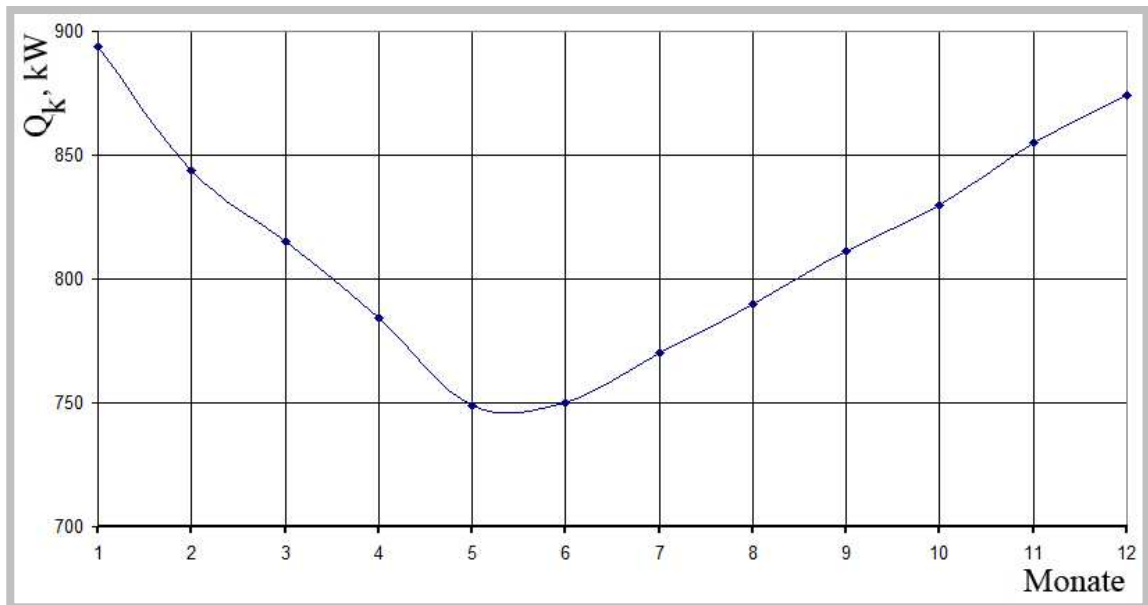


Abbildung 6.22: Heizleistung einer Kälteeinheit (Schema 3)

Aus der Analyse der in der Abbildung 6.19–6.21 angegebenen Berechnungsdaten ergibt sich, dass sich der maximale Wärmeenergieverbrauch zur Erwärmung des Gases bei Schema 2 einstellt, der geringste Verbrauch dagegen bei Schema 3. Dies erklärt sich daraus, dass die Erwärmung des Gases bei Schema 3 nicht vor der Expansionsturbine, sondern gemäß Flussdiagramm 3 im Kälteblock erfolgt.

Generell ist Wärmeenergie erforderlich, um das Erdgas in der Spitzenbelastungszeit vor der Reduktion zu erwärmen. Dafür werden elektrische Heizkörper eingesetzt, die wiederum das Vorhandensein einer Energiequelle voraussetzen. Dazu wird bei den Schemata 1 und 2 Fremdenergie benötigt, während bei Schema 3 eine Gasentspannungsturbine über einen Wärmetauscher die nötige Energie liefert. Die in den Schemata 2 und 3 durch die Gasentspannungsturbine und den angeschlossenen Generator erzeugte Elektroenergie wird abgeführt bzw. ins Netz eingespeist.

### 6.7.3 Thermodynamische Berechnung der Expansionsturbinen

Der Expansionsvorgang des Gases im h-S-Diagramm ist in Abbildung 6.23 dargestellt.

Der Gaszustand vor der Stufe ist charakterisiert durch den Punkt 0 mit den statischen Werten  $P_0$ ,  $T_0$ ,  $h_0$  und der Geschwindigkeit  $c_0$ . Man kann annehmen, dass die Geschwindigkeit  $c_0$  als Ergebnis der isentropischen

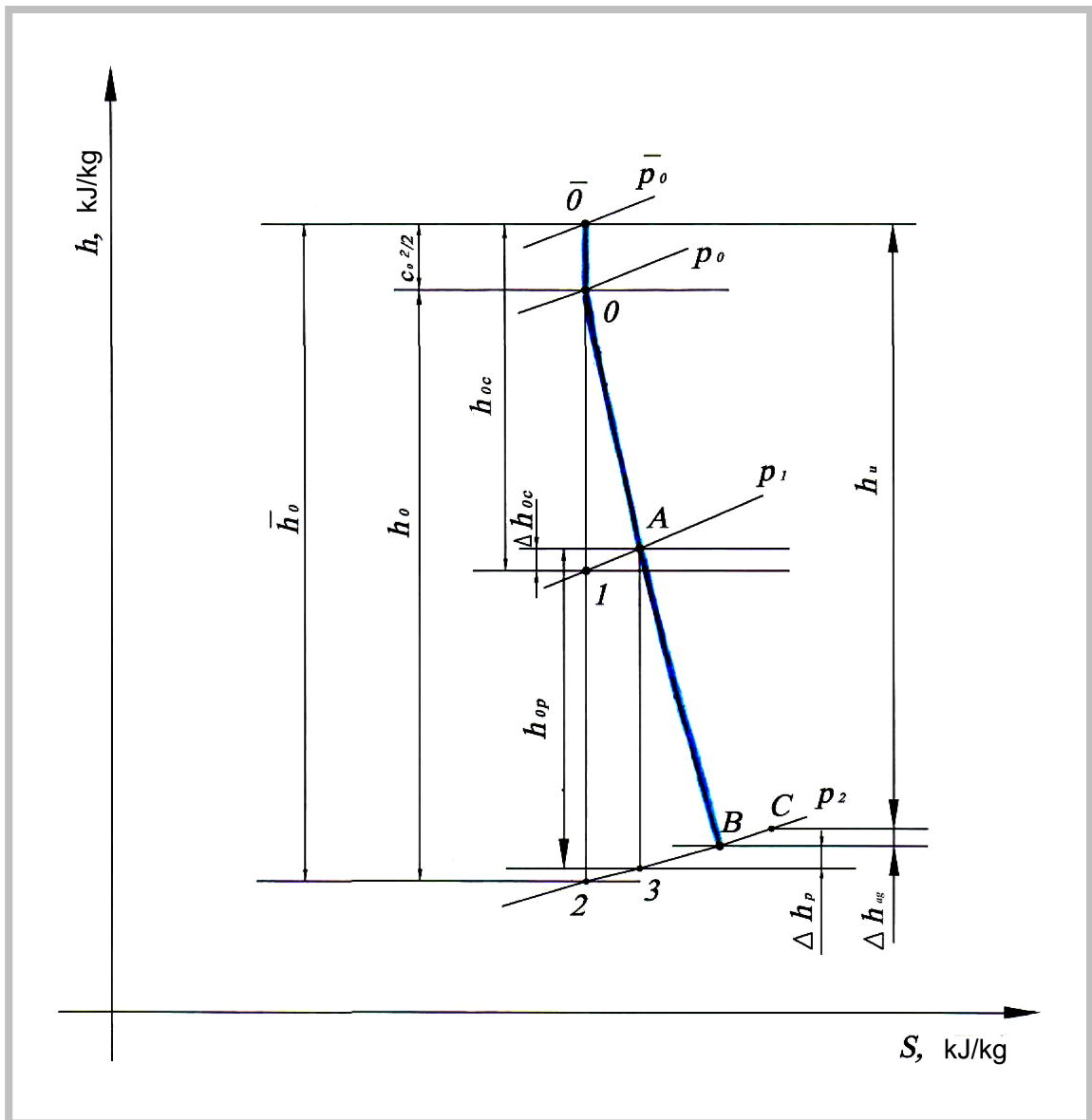
Expansion von einem Punkt  $\bar{0}$  erhalten wird, in dem die Enthalpie gleich

ist und die Geschwindigkeit Null beträgt. 
$$\bar{h} = h_0 + \frac{c_0^2}{2},$$

Als Stufe der Expansionsturbine wird das System des stehenden (Düsengitter) und rotierenden Gitters (Laufschaufelgitter) bezeichnet.

Mit anderen Worten: Der Punkt  $\bar{0}$  zeigt den Zustand der vor der Stufe verzögerten Strömung mit den Werten,  $\bar{P}_0, \bar{T}_0, \bar{h}_0$ . Um diese im h-S-Diagramm zu erhalten, muss man vom Punkt 0 nach Isoentrope

den Wert der kinetischen Energie  $\frac{c_0^2}{2}$  verlegen und den Punkt  $\bar{0}$  erhalten.



**Abbildung 6.23: Gasexpansionsvorgang in der zentripetalen Gasentspannungsturbine in den h-S-Koordinaten**

Der Wert  $h_0$ , ausgehend von den statischen Parametern berechnet, wird als Stufenwärmegefälle bezeichnet. Folgende Zwischenschritte können dabei aufgezeigt werden:

Wärmegefälle im Düsengitter

$$h_c = (1 - \zeta) \cdot h_0,$$

dabei ist  $\zeta = 0,41$  Reaktionsgrad;

Wärmegefälle im Laufrad

$$h_p = \zeta \cdot h_0,$$

Energieverlust im Düsengitter

$$\Delta h_c = (1 - \phi^2) \cdot \frac{c_1^2}{2}$$

Energieverlust im Radlaufschaukelgitter

$$\Delta h_p = (1 - \Psi^2) \cdot \omega^2$$

Energieverlust mit Austrittsgeschwindigkeit

$$\Delta h_{ag} = \frac{c_2^2}{2}$$

spezifische Arbeit in den Laufschaufeln

$$h_u = h_0 - \Delta h_c - \Delta h_p - \Delta h_{ag}$$

Zusätzliche Verluste ergeben sich als Gasreibungsverluste in den Kreisebenen  $\Delta h_m$ , Partialitätsverluste  $\Delta h_n$ , Leckageverluste  $\Delta h_{ym}$ , wenn Gasteile an das Stufegitter verfehlen und die Feuchtigkeitsverluste  $\Delta h_f$ , die in der Stufe entstehen, mit dem feuchten Gas arbeiten. Im allgemeinen Fall entsprechen diese zusätzlichen Verluste zusammen etwa 5 % der Gesamtleistung:

$$\Delta h_\partial = \Delta h_m + \Delta h_n + \Delta h_{ym} + \Delta h_f = 0,05 \cdot h_u$$

Werden von der Arbeit  $h_u$  diese zusätzlichen Verluste abgezogen, ergibt sich die innere Nutzarbeit der Expansionsturbine:

$$h_i = h_u - \Delta h_\partial$$

Der Arbeit  $h_i$  entspricht die Innenleistung.

$$N_i = G \cdot h_i$$

Dadurch ergibt sich die Nutzleistung der Expansionsturbine.

$$N_p = G \cdot h_0$$

Der Nutzwirkungsgrad der Gasentspannungsturbine ermittelt sich dann:

$$\eta_{oi} = \frac{N_i}{N_0}$$

Unter Berücksichtigung der mechanischen Verluste in der Gasentspannungsturbine  $\Delta N_M$  lässt sich die Effektivleistung darstellen:

$$N_e = N_i - \Delta N_m$$

Der mechanische Wirkungsgrad der Gasentspannungsturbine kann wie folgt angegeben werden:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

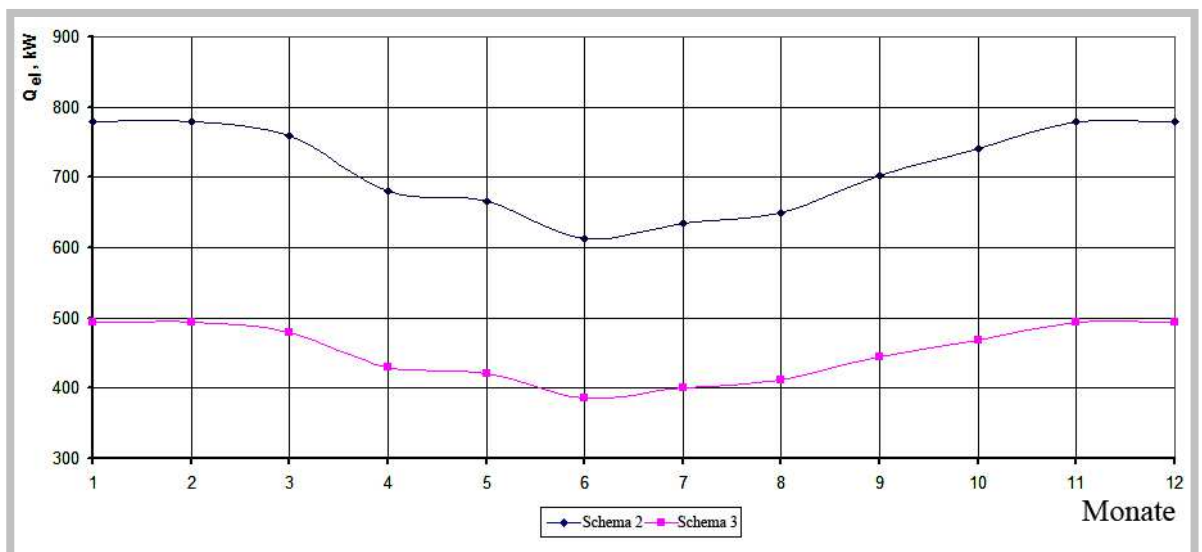
Der effektive Wirkungsgrad der Gasentspannungsturbine wird dabei folgender Maßen benannt:

$$\eta_e = \frac{N_e}{N_o} = \eta_{oi} \cdot \eta_m$$

Wenn die Leistungsverluste im Stromgenerator  $\eta_{eg}$  berücksichtigt werden, kann der relative elektrische Wirkungsgrad der Gasentspannungsturbine ermittelt werden:

$$\eta = \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{eg}$$

Die Berechnungsergebnisse der elektrischen Leistung von Expansionsturbinen nach den oben angegebenen Rechenverhältnissen sind in der Abbildung 6.24 aufgeführt.

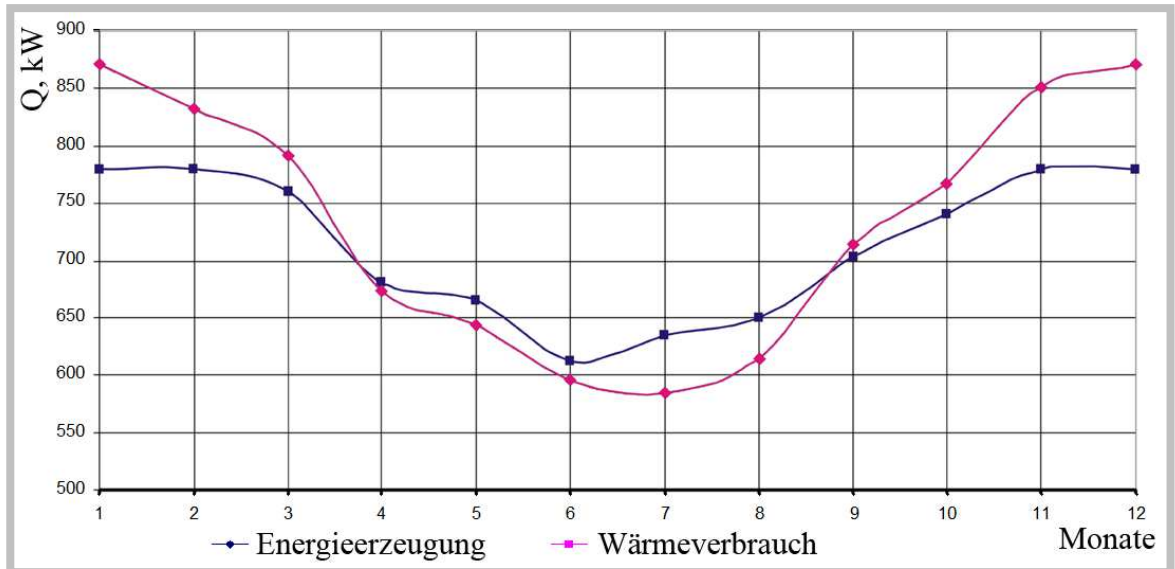


**Abbildung 6.24:** Elektrizitätserzeugung in der Gasentspannungsturbine (Leistung der Gasentspannungsturbine + elektrischer Generator (Schema 2, 3))

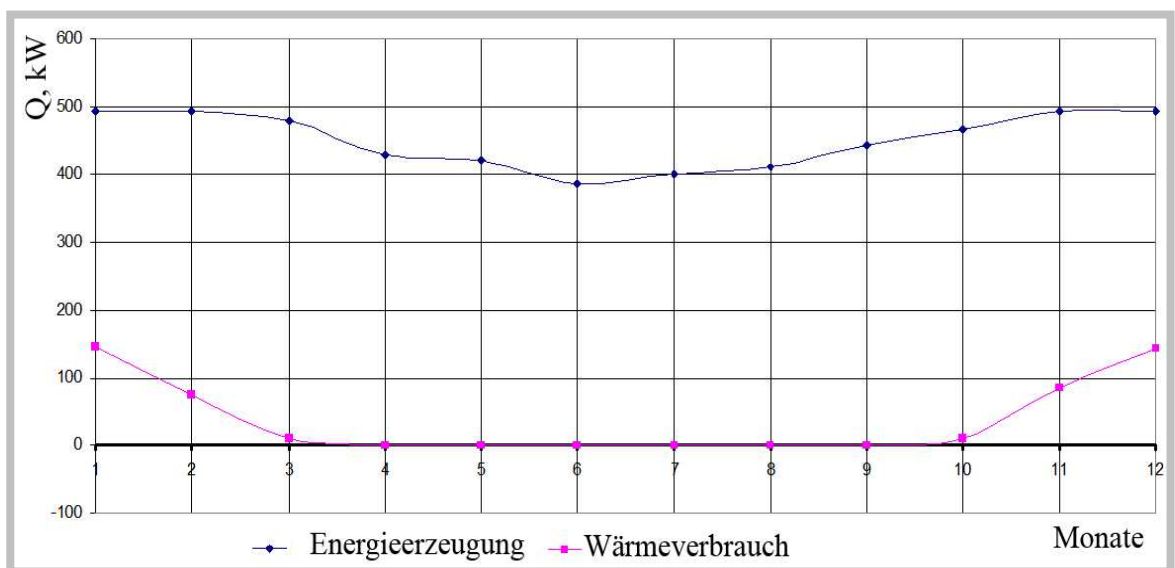
#### 6.7.4 Vergleichsanalyse der erhaltenen Berechnungsdaten

Die Analyse der Berechnungsergebnisse der Elektrizitätserzeugung gemäß Abb. 6.24 zeigt, dass die Elektrizitätserzeugung nach Schema 2 (Gaserwärmung vor der Expansionsturbine) etwa 300 kW größer ist als bei Schema 3 mit Kühlblock.

Die Abbildung 6.25 und 6.26 zeigen den Vergleich des Wärmeverbrauchs und der Energieerzeugung für die Schemata 2 und 3.



**Abbildung 6.25:** Vergleich zwischen dem Wärmeverbrauch für die Gaserwärmung und dem Wert der Energieerzeugung in der Gasentspannungsturbine (Schema 2)



**Abbildung 6.26:** Vergleich zwischen dem Elektroenergieverbrauch für die Gaserwärmung und dem Wert der Energieerzeugung in der Gasentspannungsturbine (Schema 3)



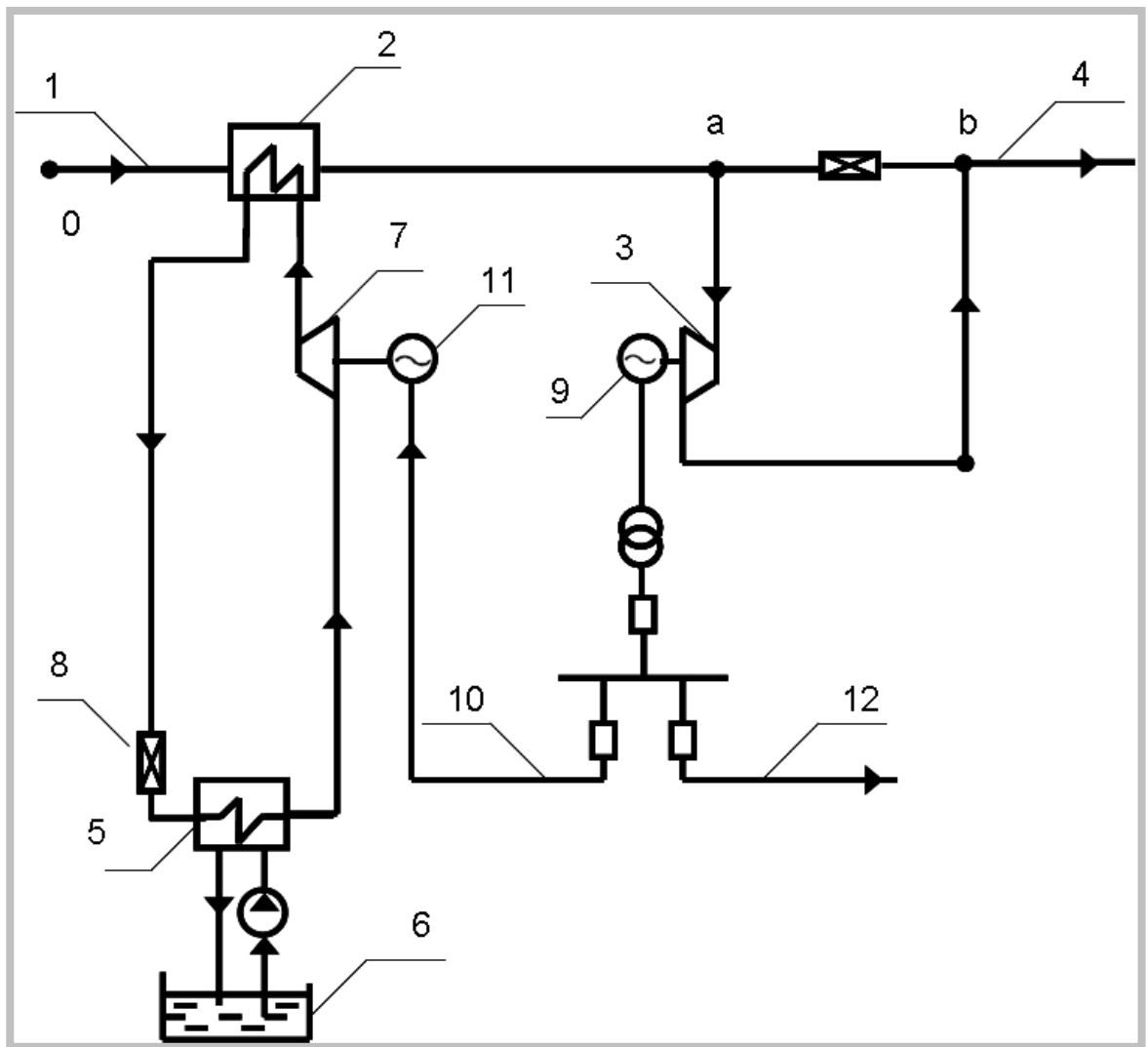
Aus den Abbildung 6.25 und 6.26 ist ersichtlich, dass die von der Gasentspannungsturbine erzeugte Elektroenergie für die Erwärmung des Gases bei Schema 2 in der Herbst-Winter-Periode nicht ausreicht. Die Dysbalance erreicht 30 bis 200 kW. Es ist deshalb bei Schema 2 auf Fremdenergie zurück zu greifen, während die erzeugte Elektroenergie abgeführt wird. Bei Schema 3 wird die erzeugte Elektroenergie ins Netz eingespeist. In Abhängigkeit von der Jahreszeit beträgt der Energieüberschuss 350 bis 400 kW. Gegenüber Schema 1 sind die Schemata 2 und 3 gemäß Abbildung 6.25 und 6.26 energetisch günstiger. In diesem Zusammenhang muss man bei Schema 2 die für die Gaserwärmung vor dem Reduktionsknoten zur Verfügung stehenden externen Elektroenergiequellen betrachten, um die Wirtschaftlichkeit dieses Schemas zu bewerten.

#### 6.7.5 Kombiniertes Funktionsschema der Gasverteilerstation mit einer Wärmepumpe

Um die Wirtschaftlichkeit von Schema 2 zu verbessern, bietet es sich an, weitere zur Verfügung stehende Energiequellen zu nutzen. Dies können einerseits Energiequellen mit hohem Potenzial aus den angeschlossenen Industrieanlagen sein, wie z.B. Energie aus dem Wasserdampfzyklus oder aus Abgasen der Beheizung von Warmwasserkesseln. Andererseits können Energiequellen mit niedrigem Potenzial genutzt werden, wie z.B. Energie aus dem Kreislaufwasser oder aus der Umwelt.

Am effektivsten für die Erwärmung des Ferngases ist dabei die Verwendung einer Wärmepumpe zusammen mit einer Expansionsturbine, deren Zyklus auf der Basis der tiefen Flüssigkeitskühlung abläuft. Betrachtet man die thermodynamische Wirksamkeit und die Umweltverträglichkeit des einzusetzenden Kühlmittels, so bietet sich das Kühlmittel R142b ( $\text{CHCl}_2\text{CH}_3$ ) an oder perspektivisch das die Ozonschicht nicht belastende Kühlmittel R134a ( $\text{CH}_2\text{FCF}_3$ ).

Das Schema einer solchen Anlage ist in Abbildung 6.27 dargestellt.



**Abbildung 6.27: Anlagenschema mit der Wärmepumpe**

*1 Hochdruckrohrleitung; 2 Kondensator; 3 Expansions-turbine; 4 Niederdruckrohrleitung; 5 Verdampfer; 6 niedrigpotenzielle Wärmequelle Luftdruck-turbine; 7 Luftkompressor; 8 Drossel; 9 Generator; 10 elektrische Leitung; 11 Antriebsmotor; 12 Elektroenergieübergabe*

Das über die Hochdruckleitung (1) in die Gasverteilerstation gelangte Gas wird im Kondensator (2) aufgewärmt, expandiert in der Gasentspannungsturbine (3) und geht anschließend mit zulässiger Temperatur in die Niederdruckleitung (4). Das Aufheizen des Gases im Wärmetauscher geschieht durch die Wärme, die bei der Abkühlung des Kühlmittels in der Wärmepumpe, dessen Kondensation und die Abkühlung in der Flüssigphase entsteht. Durch die Temperaturdifferenz des Kühlmittels und der niedrigpotenziellen Wärmequelle (6) dampft das Kühlmittel im Verdampfer (5) ab und geht in den Kompressor (7). Im Wärmetauscher (2) kühlt es sich ab und kondensiert. Mit der Temperatur  $t_{ld}$  geht es zur Drossel (8) und anschließend wieder in den Verdampfer. Der Antrieb des Kompressors (7) erfolgt durch einen Motor (11), der durch die Gasentspannungsturbine (3) und einen Generator (9) mit elektrischer Energie versorgt wird. Für den Antrieb des Kompressors wird nur ein Teil der vom Generator erzeugten Elektroenergie benötigt. Der Überschuss wird abgeführt (12).

Abbildung 6.28 zeigt das Grundschemata der Wärmepumpe, die mit Überkühlung arbeitet. In Abbildung 6.29 ist das T-S-Diagramm für das Kühlmittel R134a dargestellt, das mit einer Temperatur von 80°C im Kondensator und 5 °C im Verdampfer arbeitet.

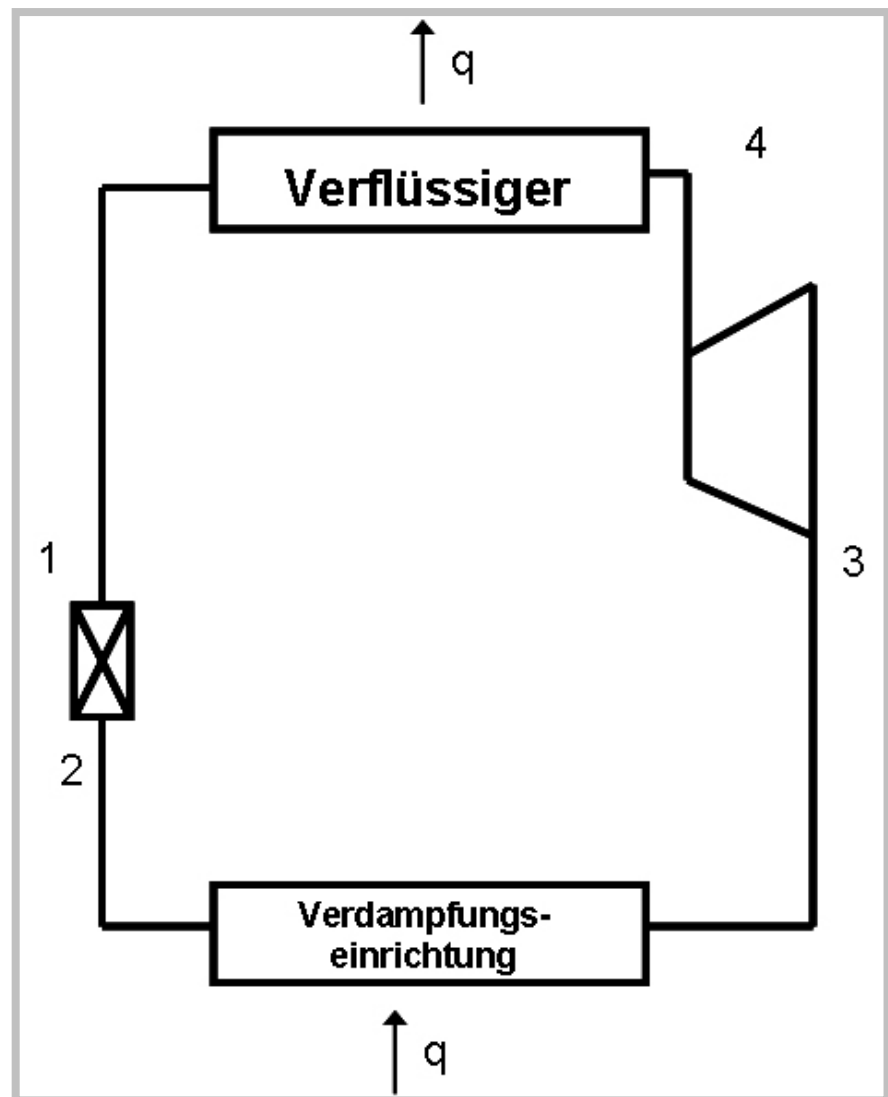


Abbildung 6.28: Grundschemata der Wärmepumpe

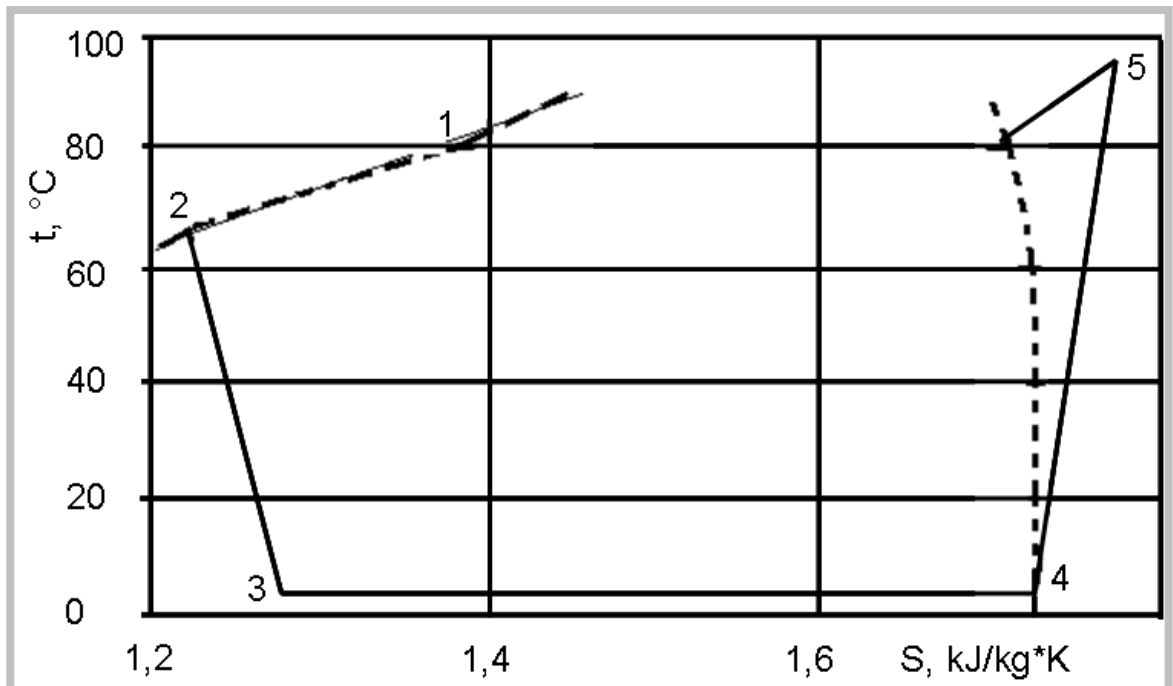


Abbildung 6.29: T-S-Diagramm des Zyklus mit Überkühlung

Das Kühlmittel mit den Parametern Pkt. 4 geht zum Kompressoreingang, wo es sich bis zu Parametern Pkt. 5 presst. Dann geht das Kühlmittel in den Kondensator über, wo es die Wärme  $q$  (Prozess 5-1) abgibt, im Pkt. 1 – Parameter ist die Sättigungslinie erreicht. Danach überkühlt es (Prozess 1-2), drosselt (Prozess 2-3) und geht in den Verdampfer, wo es durch die Wärme der niedrigpotenziellen Quelle ausdampft.

Als Ausgangsdaten zur Berechnung des Zykluses der Wärmepumpe werden betrachtet:

- Temperatur in dem Verdampfer;
- Temperatur im Kondensator;
- Wirkungsgrad des Kompressors.

Die Parameter in den Punkten sind folgenderweise festgestellt:

- nach der angegebenen Temperatur im Kondensator wird der Druck, die Entropie und die Enthalpie am Ende des Kondensationsvorgangs bestimmt:  $T_1, P_1, h_1$ ;
- nach der angegebenen Temperatur im Verdampfer wird der Druck, die Entropie und die Enthalpie am Eingang des Kompressors bestimmt:  $T_4, P_4, h_4$ ;
- die Kühlmittelparameter werden nach der Drosselung nach den gefundenen Druckwerten vor dem Kompressor und der Enthalpie nach dem Kondensator

$P_3 = P_4, h_2 = h_3, T_3$  bestimmt;

- ausgehend vom Druck am Ende des Kompressionsprozesses  $P_5 = P_2$

findet man die Enthalpie des idealen Kompressionsprozesses  $h_{5ad}$ . und nach dieser ermittelt man die tatsächliche  $h_5 = h_4 + (h_{5ad} - h_4) / 0,8$  und die Temperatur  $T_5$ .

Um die Einsatzwirksamkeit dieses oder jenes Arbeitsmittels im Zyklus zu vergleichen, wird folgende Charakteristik bei der Berechnung festgestellt:

- spezifische Wärmeableitung im Kondensator:  $q = h_5 - h_2$ , kJ/kg;

- volumenspezifische Wärmeableitung im Kondensator:  $q_v$ , kJ/m<sup>3</sup>;
- spezifische Kompressorarbeit:  $l = h_5 - h_4$ , kJ/kg;
- volumenspezifische Kompressorarbeit:  $l_v$ , kJ/m<sup>3</sup>;
- Wärmeverhältnis:  $COP = q / l$ ; (engl. Coefficient of Performance)
- Grad der Drucksteigerung im Kompressor:  $\beta = P_5 / P_4$ .

Nehmen wir an, dass die Wärmepumpe im Zyklus mit der tiefen Abkühlung des Kühlmittels nach der Kondensation arbeitet, die die beste Energiekennzahl hat. Als Arbeitsmittel der Wärmepumpe, wie es oben angegeben ist, werden die heute angewendeten Kühlmittel R142b und R134a perspektivisch angewendet.

Die Temperatur, bis zu der sich das Gas erwärmen soll, verändert sich

im Bereich von 30 bis 87 °C, und die Temperatur im Verdampfer nimmt den Wert 5 an und beträgt

25 °C. Dabei wird die Unterwärmung im Kondensator gleich 5 °C und die Unterwärmung

im Verdampfer -4 °C angenommen. Die Temperatur der Flüssigphase des Kühlmittels vor der Drossel wird in allen Fällen gleich  $t_{ld} = 35$  °C angenommen.

In der Tabelle 6.4 sind die Berechnungswerte der Wärmepumpe angegeben:

- die Kompressionsarbeit der Wärmepumpe  $l_K$ ;
- die dem erhitzbaren Gas abgegebene Wärme  $q$ ;
- Umwandlungsfaktor der Wärme  $\varepsilon$ ;
- Grad der Drucksteigerung im Kompressor  $\beta$  und Temperatur am Kompressorausgang  $t_d$ .

#### 6.7.6 Berechnung der Wirtschaftlichkeit

Dass es sinnvoll ist, als Energieerzeugungssystem ein kombiniertes Schema einzusetzen, bei dem die Erdgas-Entspannungsanlage zusätzlich zur Reduktionseinheit parallel angeschlossen wird und das Gaserhitzen über die Wärmepumpe vor der Entspannungsturbine (Schema 2 / Abb.-Nr. 6.27) oder nach der Druckreduktion (Schema 3 / Abb.-Nr. 6.16) erfolgt, geht aus einer Energiestudie hervor, welche die verschiedenen Energieversorgungskonzepte in einer Wirtschaftlichkeitsberechnung miteinander vergleicht [86]. Aus dieser geht hervor, dass ein solches kombiniertes Schema – unabhängig davon, ob Schema 2 / Abb.-Nr. 6.27 oder Schema 3 / Abb.-Nr. 6.16 zum Einsatz kommt – gegenüber allen anderen im Vergleich stehenden Systemen im Verhältnis zur Menge der bereitzustellenden Heizwärme die geringsten Gestehungskosten verursacht.

Die Vorteile der beiden Systeme werden in einer detaillierten Berechnung in Anhang 1 bis 3 aufgeführt und miteinander verglichen. Dieser Vergleich der beiden Systeme geht von einem gleichen Strombedarf aus, der durch die Produktion am Generator – Gasentspannungsturbine Schema 2 / Abb. 6.27 und Schema 3 / Abb.-Nr. 6.16 vorgegeben ist.

Das Anlagenschema 2 mit der Wärmepumpe erbringt eine elektrische Leistung von etwa 43,6 MWh/a. Das Schema 3 der gleichzeitigen Erzeugung von Strom und Kälte, produziert 42,1 MWh/a und eine

Kälteleistung von 112 MWh/a Das Anlagenschema 3 ist dabei in den Anschaffungskosten um ca. 200.000 Euro günstiger als Schema 2.

Es wurden in der Wirtschaftlichkeitsberechnung die existierenden Methoden der Investitionsrechnung verglichen. Hierbei ist zunächst die Kapitalwertmethode zu nennen. Sie zählt zur dynamischen Investitionsrechnung und birgt im Vergleich zu den Methoden der statischen Investitionsrechnung den Vorteil, dass die mit dem Investitionsobjekt verbundenen Ein- und Auszahlungen in zeitlicher und betragsmäßiger Hinsicht differenziert erfasst werden können, womit sie finanzmathematisch vergleichbar sind. Von Nachteil kann hier allerdings sein, dass die einzelnen Beträge für die einzelnen Investitionsobjekte in der Praxis oft kaum separiert erfasst werden können. Ferner existieren hier Unsicherheiten auch bezüglich der Vorausbestimmung von künftigen Ein- und Auszahlungen [68].

Als statische Investitionsrechnung birgt die Kostenvergleichsrechnung den Vorteil, dass sie relativ einfach durchzuführen ist. Diese Methode ist insbesondere dann dafür geeignet, Investitionsalternativen zu beurteilen, wenn diese sich nicht hinsichtlich der Erlöse, sondern nur im Hinblick auf die Kosten unterscheiden [73].

Eine andere Methode der statischen Investitionsrechnung ist die Gewinnvergleichsrechnung, die ebenfalls relativ einfach anzuwenden ist. Gegenüber der Kostenvergleichsrechnung können bei der Gewinnvergleichsrechnung günstigenfalls auch solche Investitionsalternativen beurteilt werden, die die Erlössituation unterschiedlich beeinflussen. Allerdings birgt die Gewinnvergleichsrechnung auch mehrere Nachteile:

- Die Kurzfristigkeit der Betrachtung, die üblicherweise für ein Jahr erfolgt und damit Entwicklungen im Zeitablauf unberücksichtigt lässt. Besonders problematisch ist sie, wenn sie sich auf das erste Jahr der Nutzung der Investitionsobjekte bezieht. Wird sie für eine Repräsentativperiode oder eine Durchschnittsperiode durchgeführt, verbessert sich ihre Aussagekraft.
- Die Auflösbarkeit der Kosten, die häufig nicht oder nur schwierig möglich ist, da viele Kostenpositionen Bestandteil der sogenannten Gemeinkosten sind.
- Die Zurechenbarkeit der Erlöse, die hinsichtlich eines einzelnen Investitionsobjektes problematisch sein kann, beispielsweise wenn das zu erstellende Produkt auf mehreren Maschinen gefertigt wird. Ein Erlösanteil ist dann häufig nur über Hilfskonstruktionen zuweisbar.
- Die Nichtberücksichtigung des Kapitaleinsatzes, dessen Einbeziehung erst offen legt, inwieweit eine Investition wirklich rentabel ist. Mit dem Gewinnvergleich wird lediglich die gewinnmaximale Investition ermittelt, ohne dass deren Rentabilität ausreichend hoch sein muss [73].

Die Kapitalwertbetrachtung ermittelt den Kapitalwert einer Investition durch Abzinsung aller Ein- und Auszahlungen auf einen Bezugszeitpunkt „Null“, den Beginn der Investition. Durch die Abzinsung auf den Beginn der Investition werden Zahlungen, die zu beliebigen Zeitpunkten anfallen, vergleichbar gemacht. Der, bei der Berechnung, verwendete Zinssatz wird als Kalkulationszinsfuß bezeichnet.

Die Regulierungsbehörde (GasNEV, 2011) gibt bei Neuanlagen eine anzusetzende Verzinsung von 9,05 % des Eigenkapitals an (GasNEV §7 Abs. 6 GasNEV).

Eine Investition ist vorteilhaft, wenn ihr Kapitalwert größer als Null ist. Ist der Kapitalwert gleich Null, dann erhält der Investor sein eingesetztes Kapital zurück und eine Verzinsung der ausstehenden Beträge in

Höhe des Kalkulationszinssatzes. Jedoch hat die Investition keinen Vorteil gegenüber der Anlage am Kapitalmarkt zum gleichen (risikoäquivalenten) Zinssatz. Ein negativer Kapitalwert hingegen bedeutet, dass die Verzinsung der Investition unter dem Kalkulationszinssfuß liegt und somit nicht einmal die Kapitalkosten deckt. Eine Vorwärmanlage, die in der Regel keine Einnahmen generiert (Ausnahme sind hier BHKW und E-Patrone), wird stets einen negativen Kapitalwert aufweisen. Die Entscheidung zu einer Investition sollte demnach für das Vorwärmkonzept fallen, das den geringsten negativen Kapitalwert besitzt. [14].

Es wurden Wirtschaftlichkeitsberechnungen für Szenariorahmen im pessimistischen Fall (Anlage 1 / Tabelle A 1.1), im optimistischen Fall (Anhang 2 / Tabelle A 2.1) und im Normalfall (Anhang 3 / Tabelle A 3.1) angestrebt.

Die pessimistische Fallprognose wurde unter der Maßgabe erstellt, dass sich der Energiepreis innerhalb einer Berechnungsperiode von 20 Jahren im Vergleich des aktuellen Energiepreises halbiert. In der Tabelle 6.5 sind die Kapitalwerte für die jeweiligen Anlagenkonzepte aufgeführt.

**Tabelle 6.5: Vergleich der Kapitalwerte bei einer pessimistischen Fallprognose**

Vorwärmkonzept	Kapitalwert [EUR nach 20a]
<b>Anlagenkonzept konventionelle Druckregelung und Wärmeerzeugung über Heizkessel</b> <b>1</b>	- 1.023.254,24 €
<b>Anlagenkonzept Wärmepumpe</b> <b>2</b>	- 1.391.629,77 €
<b>Anlagenkonzept Kälteeinheit</b> <b>3</b>	- 1.066.567,38 €

Die Investitionskostenberechnung der vorgeführten Schemen hat gezeigt, dass das Schema 2 nach 20 Jahren einen Kapitalwert von - 1.391.629,77 € und das Schema 3 einen Kapitalwert von - 1.066.567,38 € besitzt.

Die optimistische Fallprognose wurde unter der Maßgabe erstellt, dass sich der Energiepreis innerhalb einer Berechnungsperiode von 20 Jahren im Vergleich des aktuellen Energiepreises verdoppelt. In der Tabelle 6.6 sind die Kapitalwerte für die jeweiligen Anlagenkonzepte aufgeführt.

**Tabelle 6.6: Vergleich der Kapitalwerte bei einer optimistischen Fallprognose**

Vorwärmkonzept	Kapitalwert [EUR nach 20a]
<b>Anlagenkonzept konventionelle Druckregelung und Wärmeerzeugung über Heizkessel</b> <b>1</b>	-3.112.046,41 €
<b>Anlagenkonzept Wärmepumpe</b> <b>2</b>	823.959,72 €
<b>Anlagenkonzept Kälteeinheit</b> <b>3</b>	1.405.795,64 €

Die Investitionskostenberechnung der vorgeführten Schemen hat gezeigt, dass das Schema 2 nach 20 Jahren einen Kapitalwert von 823.959,72 € und das Schema 3 einen Kapitalwert von 1.405.795,64 € besitzt.

Die Normalfallprognose beruht innerhalb einer Berechnungsperiode von 20 Jahren auf einer konstanten Energiekostengröße. In der Tabelle 6.7 sind die Kapitalwerte für die jeweiligen Anlagenkonzepte aufgeführt.

**Tabelle 6.7:**      *Vergleich der Kapitalwerte bei einer Normalfallprognose*

Vorwärmkonzept		Kapitalwert [EUR nach 20a]
<b>Anlagenkonzept konventionelle Druckregelung und Wärmeerzeugung über Heizkessel</b>	<b>1</b>	- 1.719.518,29 €
<b>Anlagenkonzept Wärmepumpe</b>	<b>2</b>	- 653.099,94 €
<b>Anlagenkonzept Kälteeinheit</b>	<b>3</b>	- 242.446,37 €

Die Investitionskostenberechnung der vorgeführten Schemen hat gezeigt, dass das Schema 2 nach 20 Jahren einen Kapitalwert von - 653.099,94 € und das Schema 3 einen Kapitalwert von - 242.446,37 € besitzt.

Trotz der hohen Investitionskosten für die Gasentspannungsturbinen, der hohen Wartungs- und Instandhaltungskosten ist ein wirtschaftlicher Betrieb der alternativen Anlagenkonzepte bei einer Normalfallprognose bzw. einer optimistischen Fallprognose möglich.

Bei einer pessimistischen Fallprognose ergibt sich die Höhe des Kapitalwertes

– nach den Vorgaben dieses Leitfadens – aus den Jahreskosten für Bau und Betrieb des Gasentspannungsturbinenkonzeptes inklusive der vorgelagerten Netzkosten. Ein Kapitalwert, welches geringer ist als die Kosten für das Anlagenkonzept mit konventioneller Druckregelung und Wärmeerzeugung über Heizkessel, ist nicht sachgerecht.



## **7 IDENTIFIZIERUNG UND EINSCHÄTZUNG DER GEFAHREN DER GASVERTEILUNGSSYSTEME**

Bei der Lösung von Problemen der Industriesicherheit wird im großen Ausmaß die Methodologie der Risikoanalyse angewendet, der die Bestimmung der Wahrscheinlichkeit und Nachfolgen der unerwünschten Ereignissen zugrunde gelegt ist; Solche Ereignisse werden mittels der Untersuchung der Gesetzmäßigkeiten der Erscheinung und Entwicklung von Unfällen sowie durch die Benutzung der Kriterien des annehmbaren Risikos für die Aufrechterhaltung des Risikos auf dem vorhandenen Niveau oder für seine Absenkung bestimmt.

Der Betrieb von jeder gefährlichen Produktionsstätte wird ohnehin durch eine Reihe von Vorfällen begleitet, die in einigen Fällen zu Unfällen führen können. Die Gasverteilungssysteme bilden in diesem Sinn keine Ausnahme.

Als Bestandteil der Verwaltung der Industriesicherheit besteht die Analyse des Unfallrisikos in der systematischen Ausnutzung aller vorhandenen Informationen mit dem Ziel, die Gefahren zu erkennen und das Risiko aller möglichen Ereignisse einzuschätzen.

Eine der Grundaufgaben der Risikoeinschätzung bildet zudem die Identifizierung der möglichen Zukunftsszenarien der Unfallsituationen. Obwohl es eine anscheinend große Vielfalt von Unfällen in den Produktionsstätten der Gasverteilungssysteme gibt, wäre es wünschenswert, die typischsten und häufigsten Unfälle auszuwählen. Es ist diesbezüglich zweckmäßig, die möglichen Szenarien der Unfälle der Gasverteilungssysteme für jedes typische Objekt zu ermitteln. Die Analyse der Betriebsunfälle in Gasverteilungsstätten lässt die Risikoquellen, Variante (Szenarien) deren Entwicklung, Grundursachen der Betriebsunfälle bestimmbar erscheinen, um daraus die Strategie der Problemlösung erarbeiten zu können. Dabei betrachten wir als Objekt Gasreglerstationen und -anlagen.

### **7.1 Die typischen Szenarien der Unfälle in Gasverteilungsstationen und -anlagen**

In der überwiegenden Anzahl werden Unfälle in Gasverteilungsstationen von dem Durchblasen und Entflammen begleitet, falls im Raum eine diesbezügliche Zündquelle vorhanden ist. Wenn das explosionsfähige Gemisch als Ergebnis des Gasdurchblasens gebildet und die Zündquelle vorhanden ist, führt das zur Explosion, die von der Zerstörung der Gebäude und technologischen Ausrüstung begleitet ist. Jedoch werden gefährliche Durchblasereignisse in Erdgasreglerstationen und -anlagen am häufigsten mit Gasstreuung beendet.

Wir sollen gesondert die Fälle erwähnen, wenn der Unfall in den Gasverteilungsstationen gefährliche Situationen in entsprechenden Verbraucheranlagen der GVS verursacht. Bei der Störung im Prozessablauf kann ein Durchlauf des Überdruckgases in die Unterdruckgasleitung geschehen, wobei der Drucksturz in

den Gasanlagen der Verbraucher, einschließlich in Wohngebäuden und Dampfkesselanlagen, erfolgt. Durchblasen im Raum und Vorhandensein von offenem Feuer; die Bildung des explosionsfähigen Gemisches und das Vorhandensein einer Zündquellen sind Ursachen des Brandes. Dabei kann eine Explosion mit der Zerstörung der Gebäuden und Konstruktionen einhergehen.

Demzufolge lassen sich bei Unfällen sechs typische Szenarien in den Gasverteilungsstationen unterscheiden:

**Szenarium A.** Gasdurchblasen im Raum der Gasverteilungsstation (GVS), der Gasreglerstation, (GRS) → Entzündung durch eine Zündquelle im Raum → Exposition von Wirkstoffen.

**Szenarium B.** Gasdurchblasen im Raum → Abgasbelastung des Raums → Gas-Emission in die Atmosphäre mit der nachfolgenden Steuerung.

**Szenarium C.** Gasdurchblasen im Raum → beim Vorhandensein einer Zündquelle – Explosion im Raum → Exposition von Wirkstoffen.

**Szenarium D.** Störung im Prozessablauf → Drucksteigerung in der Unterdruckgasleitung → Drucksturz in Gasanlagen der Verbraucher → Entzündung → Exposition von Wirkstoffen.

**Szenarium E:** Störung im Prozessablauf → Drucksteigerung in Unterdruckgasleitung → Drucksturz in Gasanlagen der Verbraucher, einschließlich Wohngebäuden → Abgasbelastung im Raum.

**Szenarium F:** Störung im Prozessablauf → Drucksteigerung in der Unterdruckgasleitung → Drucksturz in Gasanlagen der Verbraucher → beim Vorhandensein einer Zündquelle – Explosion im Raum → Exposition von Wirkstoffen.

Es ist zu bemerken, dass die Anlagen der Gasverteilungsstationen explosions- und brandgefährlich sind. Deshalb kann ein Unfall in einigen Fällen zur Verletzung der Einwohner/Beschäftigten) führen.

Auf der einen Seite, erhöhen die Ansiedlung von Gasverteilungsleitungen und Gasverteilungsstationen auf bevölkerten Territorien, der Mangel an Abriegelung der Schutzzonen die Wahrscheinlichkeit des Unfalls als Ergebnis von anthropogenen Einwirkungen (Schädigungen der Gasverteilungsleitungen durch Erdbauaktivitäten, Auffahrunfälle von Fahrzeugen auf Erdgasreglerstation andererseits jedoch tragen diese Faktoren zur schnellsten Ermittlung des Unfallortes bei.

Es ist auch zu betonen, dass bei jedem Unfall in den Anlagen des Gasverteidigungssystems die Abschaltung der Gasversorgung für einen bestimmten Zeitraum erfolgt. Zurzeit werden die wirtschaftlichen und sozialen Folgen der Abschaltung der Verbraucher nicht in Betracht gezogen. Deshalb scheinen wirtschaftliche Verluste wegen der Notfälle unter Vernachlässigung der Umweltschäden, Kosten der Beseitigung der Folgen der Unfälle und des Gewinnausfalls niedrig angesetzt zu sein [16, 34, 62–64, 70–72]. Die Einbeziehung dieser Folgekosten sollte jedoch in der Betrachtung maßgebend sein.

Die Wahrscheinlichkeit der Unfälle lässt sich mit der nachfolgenden aus der Wahrscheinlichkeitslehre stammender Formel berechnen [17, 56, 89]:

$$Q = F \cdot P \quad (7.1-1)$$

wo  $F$  – die Wahrscheinlichkeit des Hauptereignisses (Gasdurchblasen),  $P$  - die Wahrscheinlichkeit des nachfolgenden Ereignisses (Flammenbildung, Bildung der flackernden Flamme, Explosion im Raum, Streuung des durchgeblasenen Gases) ist.

## 7.2 Algorithmus der zahlenmässigen Bewertung des Risikos von Unfällen in Gasverteilungsstationen

Ausgehend von der Risikoanalyse in gefährlichen Produktionsstätten, wurde erstmals der Algorithmus der zahlenmäßigen Bewertung des Risikos in Gasverteilungsstationen wie er in den Abbildungen 7.1 und 7.2 dargestellt ist erarbeitet.

**Auf der ersten Stufe** der Risikoanalyse der Gasverteilungsstationen erfolgen die Auswahl und Beschreibung des Systems, und es werden die Ziele der Risikoanalyse bestimmt.

Für die Bewertung des Risikos braucht man folgende Informationen: Typ der Gasreglerstation oder -anlage (Kammer oder stationär); Druck am Einlass von GRS/GRA; Druck am Auslass von GRS/GRA laut der technischen Regeln; Durchlassfähigkeit von GRS/GRA; Beschreibung des Prozessablaufs; Abmessungen von GRS (Raum, wo sich die GRA befindet; Lage von GRS/GRA (Strecke bis die nächste Wohnsiedlung oder nahegelegene Wirtschaftsgebäude, unbewohntes Gelände, Autostraßen- oder Eisenbahnlinie).

**Auf der zweiten Stufe** der Risikoanalyse von Gasreglerstation oder -anlage werden charakteristische Szenarien von Unfällen in den Produktionsstätten aufgezeigt. Die Unfälle in der Gasverteilungsstation verlaufen i.d.R. nach fünf typischen Szenarien.

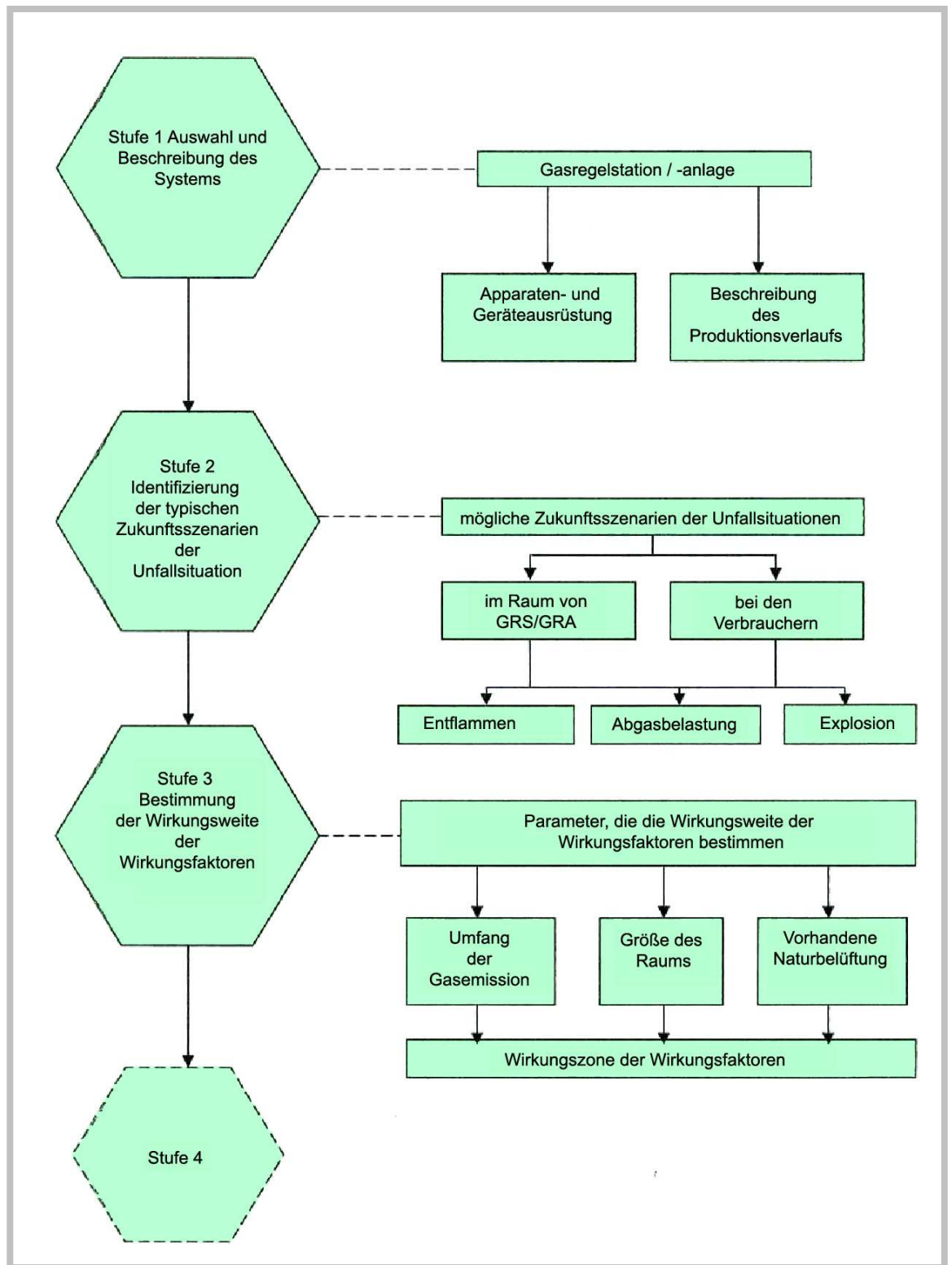
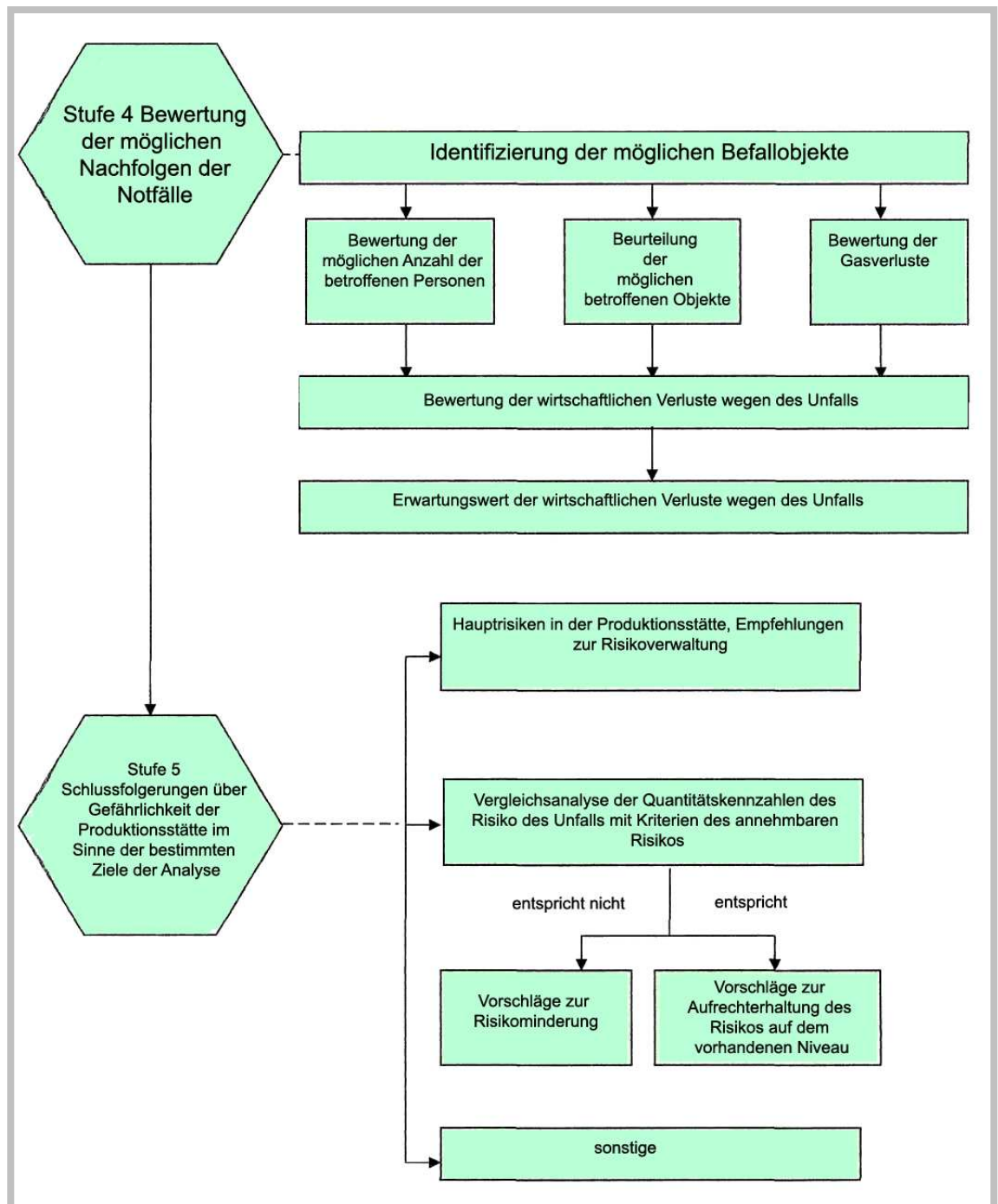


Abbildung 7.1: Algorithmus der zahlenmäßigen Bewertung der Risikos der Gasverteilungsstation (Stufe 1 bis 3)



**Abbildung 7.2: Algorithmus der zahlenmäßigen Bewertung der Risiken der Gasverteilungsstation (Stufe 4 bis 5)**

Anhand der Analyse der in [34] beschriebenen Unfälle in der Gasverteilungsstation [45, 84] lässt sich feststellen, dass in 13 % der Fälle die Streuung des durchgeblasenen Gases ohne Brennen, in 12 % Explosionen im Raum, in meisten Fällen (75 %) jedoch die Entzündung des Gases erfolgt.

Die Wahrscheinlichkeit des Durchblasens hängt von vielen Faktoren ab: von den Betriebsbedingungen, der Ausrüstung. Die Unfälle werden in der Regel von der Kombination der zufälligen Ereignisse charakterisiert, die mit verschiedener Frequenz auf verschiedenen Stufen des Unfallvorlaufs entstehen (Fehler der Anlagen, menschliche Fehler, externe Einflüsse, Zerstörung, Stoffemission, Stoffstreuung,

Entflammen, Explosion usw.) Um die Ursache-Wirkung-Zusammenhänge zwischen diesen Ereignissen zu ermitteln, wird die logisch-grafische Fehlerbaumanalyse angewendet [22, 79, 80].

Als Ausgangsinformation für die Fehlerbaumanalyse ist es sinnvoll, die Daten der wirklichen Unfälle zu benutzen, mithilfe von deren Zerlegung sich die Ursache-Wirkung-Zusammenhänge der Ereignisse des möglichen Unfalls bestimmen lassen.

Um die genaueren Daten der Wahrscheinlichkeit der zugrunde liegenden Ausgangssituation innerhalb des Fehlerbaums zu ermitteln, wird es empfohlen, die Informationen aus dem Verbandsbuch für Registrierung der Fehler der Anlagen der bestimmten Produktionsstätte, einschließlich des Ausfallabstands, der Ausfallzeit usw., sowie aus der die Zuverlässigkeit der Einrichtungen [22,79] betrachtende Literatur, und die Experteneinschätzungen zu benutzen.

**Auf der dritten Stufe** der Risikoanalyse der Gasreglerstation oder -anlage werden Wirkungsfaktoren für das typische Szenarium und ihre Wirkungsweite bestimmt.

Während der Unfälle in Erdgasreglerstationen, die von dem Entflammen des durchgeblasenen Gases oder Explosion begleitet werden, wird die Zone der Wirkungsfaktoren durch den Umfang der Gasemission, die Größe des Raums und vorhandene Naturbelüftung (offene Türe) bestimmt.

**Die vierte Stufe** der Risikoanalyse von GRS/GRA enthält die Bewertung der nachfolgenden risikobehafteten Objektklassen:

- Menschen (Bevölkerung), die in der Zone der Wirkungsfaktoren des Unfalls sein könnten;
- Wartungspersonal der Gasverteilungsstationen;
- technologische Ausrüstung der Werke;
- Vermögen.

Für eine Risikobewertung müssen die Entfernungen der Befallgegenstände (Wirtschaftsgebäuden) bekannt sein.

Gewöhnlich erfolgen bei den Unfällen in GRS/GRA Verletzungen nur während der Explosion im Raum. In diesem Fall werden alle dort befindlichen Menschen in der Regel verletzt. Keine Fälle von Verletzungen wurden bei anderen Szenarien der Notfälle dokumentiert, obwohl eine solche Möglichkeit nicht völlig auszuschließen ist.

**Die fünfte Stufe** der zahlenmäßigen Bewertung des Risikos von GRS/GRA sieht Schlussfolgerungen über Gefährlichkeit der Produktionsstätte im Sinne der auf der ersten Stufe bestimmten Ziele der Risikoanalyse vor. Hauptsächlich wertet man auf dieser Stufe festgestellte Gefahren in der Produktionsstätte aus und schlägt Empfehlungen zu ihrer Kontrolle vor. Die Ergebnisse der durchgeführten Risikoanalyse hat eine Quantitätskennzahl der Gefährlichkeit der Produktionsstätte zur Folge. Diese wird dann mit dem Niveau des annehmbaren Risikos zu vergleichen, indem man die in [77] gegebenen Empfehlungen anwendet. Falls das Risiko des Unfalls in der bestimmten Produktionsstätte dem annehmbaren Niveau und Durchschnittswert in gleichen Produktionsstätten entspricht, sind Maßnahmen zur Aufrechterhaltung dieses Niveaus vorgesehen, andernfalls muss man Vorschläge zur Risikominderung erarbeiten. Auf dieser Stufe ist auch die Erarbeitung der Vorschläge zum Schutz der Einrichtungen in der Zone der Wirkungsfaktoren vorgesehen.

### 7.3 Kategorisierung und Identifizierung der Merkmale der Gefahren in der Gasverteilungsstation

Mit dem Ziel der Kategorisierung der Gefahren wäre es sinnvoll, die Merkmale der Gefahren des Phasenraums des funktionsfähigen und -unfähigen Zustands des ergotechnischen Systems der Gasverteilungsstation (GVS) zu bestimmen.

GVS gehören zu den explosions- und brandgefährlichen Einrichtungen [50] und haben den ersten Explosionsgefährdungsgrad. Stoffe, die Explosionsgefährdung der Gasverteilungsstation bestimmen, sind gasförmige Kohlenwasserstoffe, die zusammen mit Luft Gemische bilden, die im Vorhandensein der Zündquelle explodieren.

Gewöhnlich benutzt man bei der Berechnung der Wahrscheinlichkeit des Hauptereignisses die Werte der Wahrscheinlichkeit der Ausgangsereignisse. In der Wirklichkeit sind die für Realisierung der Ausgangsereignisse zuständigen Elemente entweder in einsatzbereitem Zustand, und die Berechnung erfolgt dementsprechend laut Daten der Zuverlässigkeit, oder im Störzustand, wird die Wahrscheinlichkeit des Ausgangsereignisses als gleich eins angenommen, und die Wahrscheinlichkeit des Hauptereignisses wächst.

Die Wahrscheinlichkeit der Explosion im Raum der Gasverteilungsstation hängt vom Zustand von 12 Elementen ab. Unter der Bedingung der Funktionsfähigkeit aller Elemente der Ausrüstung, Ausbleiben der externen und anderen, nicht berechneten Einflüsse beträgt die Wahrscheinlichkeit der Explosion im Raum der Gasverteilungsstation  $2 \cdot 10^{-6}$  pro Jahr. 37 von  $4,8 \cdot 10^8$  möglichen Zuständen des Phasenraums des ergotechnischen Systems gehören zum Bereich der funktionsfähigen Zustände des Systems. Andere funktionsunfähige Zustände werden durch transitorische Kombinationen charakterisiert, das heißt, durch einen Satz der Ausgangsereignisse, bei dem die Garantie besteht, dass das Endereignis (Explosion) stattfindet. Als Ergebnis der Analyse des „Fehlerbaums“ für jeden funktionsfähigen Zustand hat man Werte der Wahrscheinlichkeit der Explosion bekommen.

Für die statistische Begründung der Bereiche reicht es, die Prüfung der Hypothese über die Gleichung der Durchschnittswerte nach dem t-Test durchzuführen [28]. Zwei abgesonderte Bereiche der Wahrscheinlichkeit der Explosion im Raum der Gasverteilungsstation bilden ein einfaktorielles Experiment mit 2 Niveaus (Bereichen). Beobachteter t-Wert ( $t_H$ ) des Kriteriums für unabhängige Auswahl wird laut der Formel [24,28] bestimmt:

$$t_H = \frac{|\mu_I - \mu_{II}|}{\sqrt{\frac{\sigma_I^2}{n_I} + \frac{\sigma_{II}^2}{n_{II}}}}, \quad (7.3.1)$$

wo  $\mu_j$  ( $j=1..2$ ) – Auswahldurchschnittswert,  $\sigma_j^2$  – Auswahldispersion,  $n_I$  und  $n_{II}$  – Umfang der zu vergleichenden Auswahlvariante ist.

Die Anzahl der Freiheitsgrade von zwei Auswahlvarianten  $m$  wird mit der Formel berechnet:

$$m = n_I + n_{II} - 2 \quad (7.3-2)$$

Falls  $t_H \geq t_{kr}$  [28], ist die Differenz zwischen den Auswahldurchschnittswerten von Bedeutung. Andernfalls stellen die Bereiche eine einheitliche Gesamtheit dar.

Für den Fall der Explosion im Raum der Gasverteilungsstation sind der Auswahldurchschnittswert, Standardabweichung, beobachteter Wert  $t_n$  die Werte des Kriteriums maßgeblich.

Ergebnisse der Berechnung zeigen, dass die Differenz zwischen Niveau 1 und 2 bei 5 % Signifikanzniveau (erhaltener Wert des Kriteriums 9,9 ist fast fünfmal größer als der tabellarische Wert des Kriteriums von t-Test 2,030). Logarithmische Skala der Bereiche der funktionsfähigen Zustände für den Fall der Explosion im Raum der Gasverteilungsstation (mit der Indikation, wie viele Male der bestimmte Wert der Wahrscheinlichkeit bekommen wurde) zeigt Abbildung 7.3. Die Grenze der Bereiche werden unter Beachtung des mittleren quadratischen Fehlers der Auswahlwerte mit einer Wahrscheinlichkeit von 95 % angegeben.



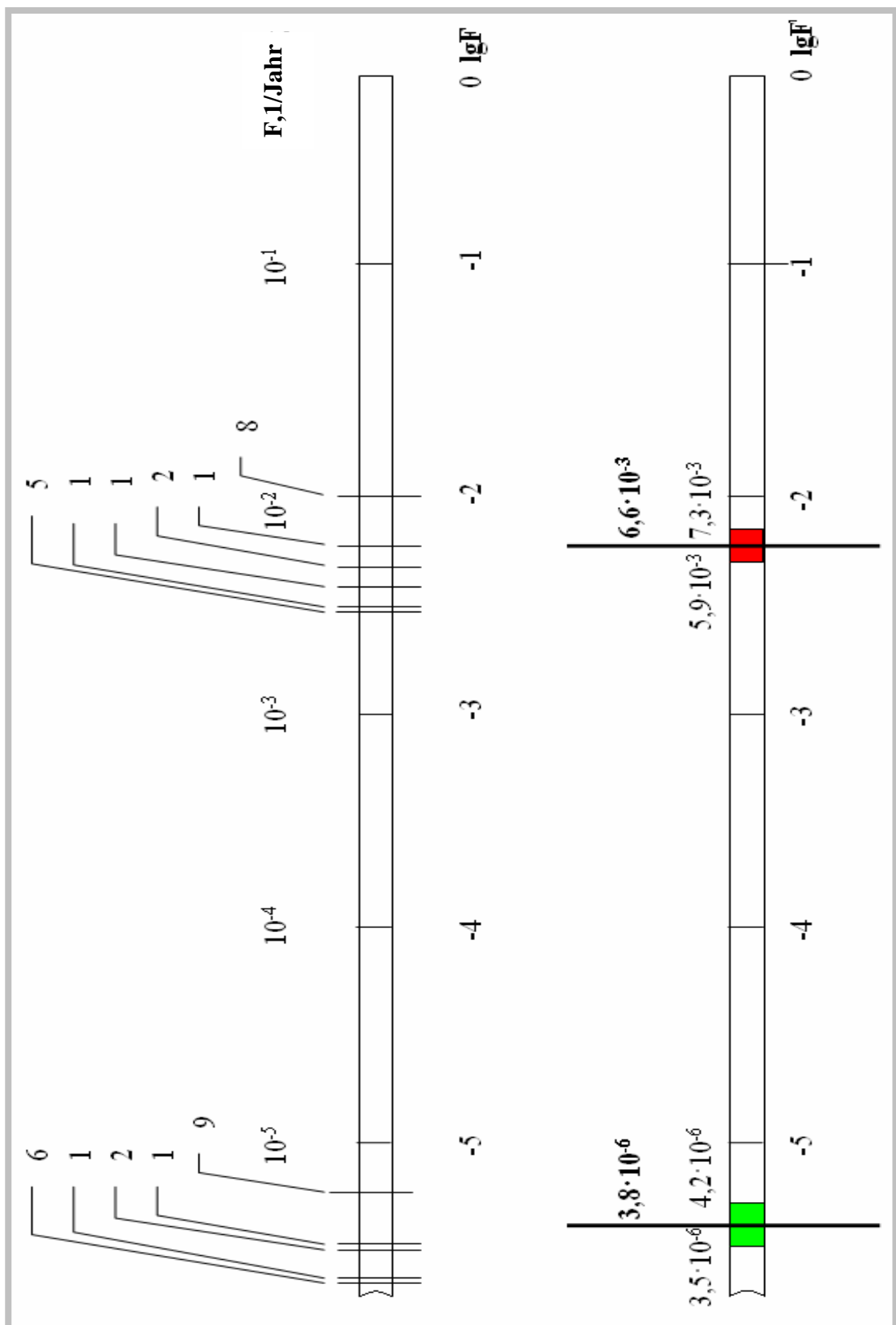


Abbildung 7.3: Logarithmische Skala der Bereiche der funktionsfähigen Zustände für die Explosion in der Gasverteilungsstation

F – Risiko, 1/Jahr



Bereich des annehmbaren Risikos



Bereich des erhöhten Risikos

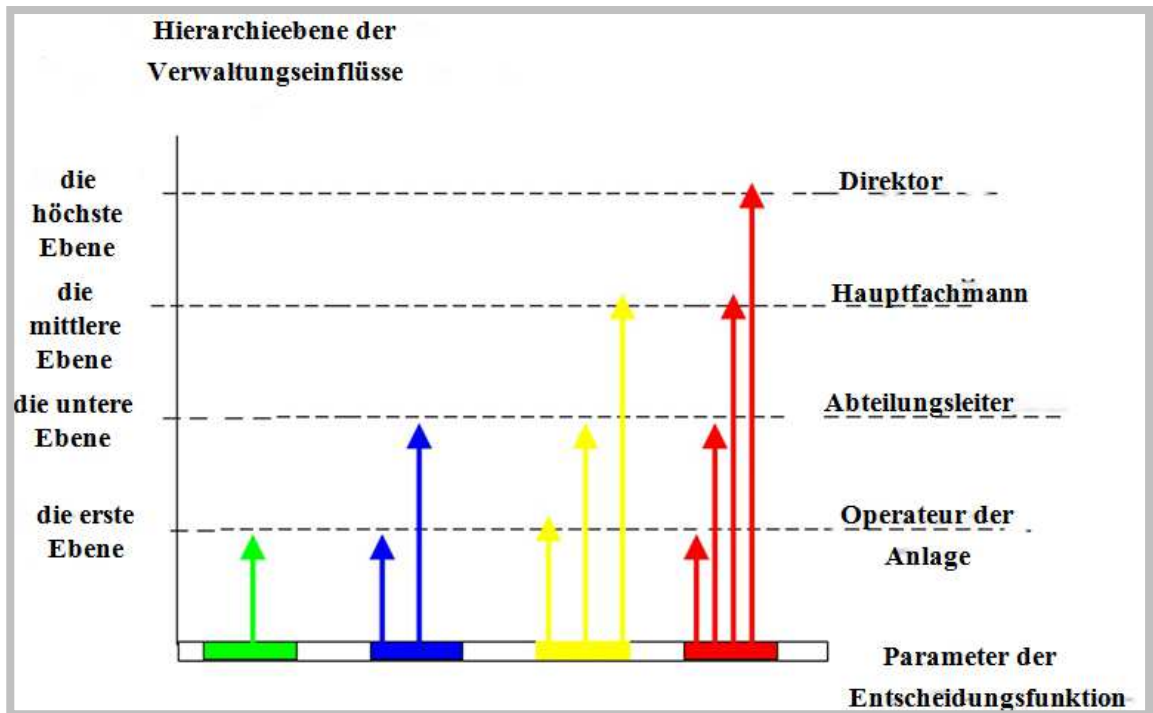
Man hat zwei Bereiche des Risikos für den Fall der Explosion im Raum der Gasverteilungsstation abgesondert und statistisch begründet: den Bereich des annehmbaren Risikos und den Bereich des erhöhten Risikos. Der Bereich des annehmbaren Risikos („der grüne Bereich“ Abbildung 7.3) ist der Bereich des sicheren Zustands des Systems mit der Wahrscheinlichkeit der Explosion im Raum der Gasverteilungsstation von  $3,5 \cdot 10^{-6}$  bis  $4,2 \cdot 10^{-6}$  pro Jahr. 19 mögliche Zustände wurden herausgearbeitet, bei denen sich das System im Phasenraum der Industriesicherheit (im Bereich des annehmbaren Risikos) befindet. Der Bereich des erhöhten Risikos („der rote Bereich“ Abbildung 7.3) ist der Bereich des Zustands des Systems mit der Wahrscheinlichkeit der Explosion im Raum der Pumpenstation von  $5,9 \cdot 10^{-3}$  bis  $7,3 \cdot 10^{-3}$  pro Jahr. Für den Phasenraum der Grenzzustände des Systems sind 18 Zustände typisch.

So wird der sichere Zustand des Systems durch eine Reihe von realisierten Ereignissen in den Grenzbereich gesetzt, wo die begrenzte Anzahl von Fehlern zur Explosion führen kann.

Der sichere Zustand des Systems wird durch eine Reihe von realisierten Ausgangsereignissen in den nächsten Bereich des Phasenraums der funktionsfähigen Zustände gesetzt, wo die begrenzte Anzahl von Fehlern zur Explosion führen kann.

Auf solche Weise wurde während der Risikoanalyse die Gesamtheit der Zustände des Systems bestimmt, die es in verschiedenen Bereichen des Phasenraums der Zustände positionieren. Verwaltung der Industriesicherheit ist Aufrechterhaltung des Systems im Zustand der Industriesicherheit oder seine Transition in diesen Zustand im Fall, wenn das System im Bereich der gefährlichen Zuständen gesetzt ist. Dafür ist es erforderlich, Leitungsentscheidungen auf verschiedenen Niveaus des Funktionsraums zu treffen. Die Natur und Ebene dieser Entscheidungen hängt von dem Systemzustand ab. Abbildung 7.4 stellt schematisch Ebenen der Leitungsentscheidungen für das System in verschiedenen Zuständen dar.

Die Wirksamkeit der Leitungsentscheidungen ist unmittelbar mit der Rechtzeitigkeit und Zuverlässigkeit der Information über den gefährlichen Zustand verbunden. Entscheidungsfunktion auf der höheren Hierarchieebene ist erforderlich im Falle des Überganges des Systems in einen anderen Bereich. Als Sonderfall gilt ein Systemübergang in den Bereich der Grenzzustände. In dieser Situation benötigt man prompte Verwaltungsmaßnahmen, damit das System in den Bereich der Industriesicherheit zurückgesetzt wird. Eine solche Handhabung trägt zur Wirksamkeit des Verwaltungssystems bei, indem die Leitungsentscheidungen rechtzeitig getroffen werden, die Industriesicherheit gewährleisten. Dabei kann die Registrierung der gefährlichen Zustände mittels Hardware und Software erfolgen. Für die Identifizierung der Merkmale der unfallnahen Situation sollen technische Information- und nachrichtentechnische Systeme von verschiedener Kompetenz eingesetzt werden.



*Abbildung 7.4: Zusammenhang zwischen dem Gefährdungsgrad des Systems und den Ebenen der Informationseinrichtung*

Bereich des annehmbaren Risikos

Bereich des annehmbaren Risikos

Bereich des erhöhten Risikos

Grenzbereich.

Um die Entwicklung negativer Prozesse vorzubeugen, ist es sinnvoll, über den Zustand der Produktionsstätte nicht nur die erste Verwaltungsebene, den Operator, sondern nach einem bestimmten Zeitraum, der benötigt ist, um die Einrichtung aus diesem Bereich hinauszuführen, oder falls keine Reaktion des Operators erfolgt, eine höhere Ebene zu informieren.

## 8 ZUSAMMENFASSUNG

Das Funktionsschema der Gasverteilungsstation (GVS) muss einer Reihe von Anforderungen entsprechen: Erstens muss für die Verbraucher eine ununterbrochene Zufuhr des Gases mit bestimmten Parametern gewährleistet werden und zweitens müssen alle ökologischen und Sicherheitsanforderungen erfüllt sein und der gesamte Prozess muss energiesparend verlaufen.

Der erstgenannten Anforderung entspricht das klassische Schema der GVS auf der Basis der Reduktionseinrichtung im vollen Umfang. Dabei wird im klassischen Funktionsschema der GVS jedoch Wärmeenergie für das Erhitzen des Gases benötigt und falls Flammerhitzer eingesetzt sind, entspricht dies den ökologischen Anforderungen nicht in vollem Umfang. Das Schema lässt sich optimieren, wenn man die Flammerhitzer durch elektrische Beheizung ersetzt. Doch braucht man in diesem Fall elektrische Energie. Außerdem kann die Gasenergie hier nicht genutzt werden, weil die Drosselung irreversibel gestaltet ist.

Zurzeit ist eine Reihe von Schemata für GVS vorhanden, bei denen vorgeschlagen wird, die Wärme der Abgase oder des Dampfes, Energie aus der Umwelt oder komplizierte Wärmepumpen usw. zur Optimierung des Energieverbrauchs anzuwenden.

In letzter Zeit sind diejenigen Schemata für GVS besonders in der Anwendung verbreitet, bei denen statt der Reduktionseinheit Turbogeneratoren eingesetzt werden sogenannte Erdgas-Entspannungsanlagen. Wesentliche Nachteile dieser Schemata bestehen darin, dass bei Verzicht auf die Reduktionseinheit im Funktionsschema der GVS die Zuverlässigkeit der Leistung der GVS in der Gesamtheit vermindert wird und das Funktionieren der Erdgas-Entspannungsanlagen in optimalen Betriebsarten unter Bedingungen des variablen Gasverbrauchs der GVS nicht unbedingt gegeben ist.

Das kombinierte Schema, bei dem die Erdgas-Entspannungsanlage zusätzlich zur Reduktionseinheit parallel angeschlossen wird, ist in solchen Fällen sinnvoll. Das Erhitzen des Gases erfolgt hier über die Wärmepumpe vor der Entspannungsturbine (Schema 2) oder es findet nach der Druckreduktion statt (Schema 3). In diesem Fall findet die Expansion bei den niedrigeren Temperaturen (0–5 °C) statt, indem die Temperatur am Auslass der GVS durch Wärmeentnahme im Kälteblock bis zu einem zulässigen Wert erhöht wird. Natürlich vermindert sich die Menge der produzierten Energie infolge der Temperatursenkung vor der Expansionsturbine, doch besteht die Möglichkeit, dabei Kälte zu produzieren und diese danach anzuwenden.

Das Funktionsschema der Gasverteilerstation mit einem kombinierten Reduktionsknoten und mit einer Wärmepumpe ist in Abbildung 6.27 dargestellt.

Das Funktionsschema der GVS mit der gleichzeitigen Erzeugung von Strom und Kälte ist in Abbildung 6.16 dargestellt.

Zum Vergleich der beiden Schemata der GVS wurden folgende Ausgangsdaten angenommen:

Eingangsdruck: 60 bar; Ausgangsdruck: 30 bar; Ausgangstemperatur: 5 °C

Die Monatsdurchschnittstemperaturen und die ihnen entsprechenden Verbrauchswerte von Erdgas mit einem Methangehalt von 98 % sind in den Abbildungen 6.17 und 6.18 dargestellt.

Die Berechnungsergebnisse der thermodynamischen Eigenschaften der Schemata 2 und 3 sind in den Tabellen 6.3 und 6.4 aufgeführt. Der Wärmeenergieverbrauch für die Erwärmung des Gases (Leistung der

Wärmepumpe) bei Schema 2 und für die Leistung des Kälteblocks bei Schema 3 kann den Abbildungen 6.20 und 6.22 entnommen werden.

Bei der Analyse der vorgeführten Schemata zur Konzeptionierung der GVS wird nicht nur der Wärmeverbrauch für die Gaserwärmung berücksichtigt, sondern auch die erzeugte Elektroenergie, die durch die Erdgas-Entspannungsanlage produziert wird.

Die Ergebnisse der Berechnung der elektrischen Leistung der Expansionsturbinen nach den oben angegebenen Rechenverhältnissen sind in Abbildung 6.24 angeführt.

- In dem Parameterabschnitt, in dem die Entspannungsturbinen-Anlagen arbeiten, haben die Methaneigenschaften signifikante Differenzen zu den Eigenschaften des idealen Gases. Deshalb müssen alle Berechnungen unter Anrechnung der verschiedenen Bestandteile des Erdgases durchgeführt werden.
- Es gibt Berechnungsgleichungen für die thermodynamischen Eigenschaften von Erdgasen. Auf der Basis der hier dargestellten wurde eine genauere Zustandsgleichung für Erdgasparameter auf der GVS ermittelt.
- Die Berechnungsergebnisse für die Entspannungsturbinen-Anlagen zeigen, dass die Abweichungen bei der Bestimmung der Leistung bei verschiedenen Erdgasdrücken insgesamt von 4,2 % bis 5,4 % reichen können (bei Anwendung der Gleichungen für ideale Gase).
- Der Austausch von Flammerhitzern durch Elektroerwärmung des Erdgases vor dem Reduktionsknoten würde zwar den Umweltschutz verbessern, aber er ist wirtschaftlich nicht lukrativ.
- Es wurde aufgeführt, dass im Bezug auf die Energierelevanz sowohl bei Nutzung der Wärmepumpen für die Gaserwärmung als auch bei der Nutzung des Kühlblockes die besseren Ergebnisse erzielt werden.
- Bei Projektierung bzw. Wiederaufbau der GVS wird die Anwendung des kombinierten Drosselschemas empfohlen, denn erstens ermöglicht es dies, die Spitzenlast herunterzunehmen und dadurch günstigere Bedingungen für die Arbeit der Entspannungsturbinen-Anlagen zu schaffen (konstanter Verbrauch) und zweitens erhöht dies die Systemsicherheit, indem die Schnellabschaltung der Entspannungsturbine verhindert wird.
- Bei Auslagerechnung der Elektroenergie für die Erdgaserwärmung vor dem Reduktionsknoten (Spitzenlast), für den Antrieb des Wärmepumpekompressors (Schema 1) und für den Antrieb der Umwälzpumpe (Schema 2) beträgt bei Schema 1 die Jahresproduktion der Elektroenergie 43,6 MWh und bei Schema 2 beträgt sie 42,1 MWh Elektroenergie sowie 112 MWh Kälte.
- Die Investitionskostenberechnung für die Anlagen-Schemata hat aufgezeigt, dass das Schema 2 nach 20 Jahren einen Kapitalwert von -653.099,94 € und das Schema 3 einen Kapitalwert von -242.446,37 € besitzt. Es ist deutlich besser gegenüber einer konventionellen Druckregelung und Wärmeerzeugung über Heizkessel (-1.719.518,29 €).
- Bei der Verdoppelung des Energiepreises ändert sich die Investitionskostenberechnung zu Gunsten Schema 2 mit einem Kapitalwert von 823.959,72 € nach 20 Jahren und Schema 3 mit einem Kapitalwert von 1.405.795,64 €.

- Die Anwendungsmöglichkeit der Risikoanalysemethodologie zur Sicherheitsbewertung der GVS wurde analysiert.
- Eine kritische Analyse der wissenschaftlich-technischen Informationsquellen nach Havariesituationen auf der GVS ermöglichte die Abbildung möglicher Szenarien der Havarieentwicklung von typisierten Objekten wie der GVS. Eine kritische Analyse hat das Bestimmen von wesentlichen Konsequenzen unerwünschter Ereignisse ermöglicht.
- Auf Ergebnisbasis wurden die Algorithmen der Risikoquantifikation von typisierten Objekten wie der GVS bearbeitet. Diese Algorithmen bewerten die Wahrscheinlichkeit von verschiedenen Havarieszenarien sowie deren Konsequenzen.

## 9 AUSBLICK

Der steigende Primärenergiebedarf und die damit verbundene Ressourcenknappheit führen weltweit zu einer immer deutlicheren Steigerung der Energiepreise. Dadurch bedingt setzt man immer mehr dezentrale Energieversorgungsanlagen ein, welche im Vergleich zu einer getrennten Stromerzeugung in zentralen Großkraftwerken und zur Wärmeerzeugung in zentralen Heizkesseln die Primärenergie wesentlich effizienter ausnutzen können.

Die Forschung zur Umwandlung der Enthalpie des Erdgasstroms in elektrische Energie, Wärme und Kälte, die in der Expansions-Generatoranlage wesentlich wirksamer geschieht als in traditionell für diese Ziele verwendeten Anlagen, erfolgte auf der Basis der Gasverteilerstationen im System der Gasversorgung. Wenn beim existierenden System der Gasversorgung die Drucksenkung des transportierten Erdgases von 40–60 bar in der Hauptrohrleitung bis zu 10–30 bar beim Verbraucher in zwei (manchmal drei) Stufen erzeugt wird, sinkt der Druck des Gases für gewöhnlich mithilfe von einfacher Drosselung, was zum Verlust des hohen Potenzials der Energie des Drucks des transportierten Gases führt.

Es ist sinnvoll, die Anwendung einer Expansions-Generatoranlage in Betracht zu ziehen, die es zulässt, das Potenzial zur Produktion von Elektroenergie im gesamten System der Gasversorgung überall dort zu nutzen, wo eine Drucksenkung notwendig ist.

Eines der Objekte, wo sich der Erdgasdruck wesentlich ändert, ist der UGS (Untergrundspeicher). Zur oberflächlichen Ausrüstung des UGS werden folgende Forderungen gestellt: 1) Verarbeitung des aus der UGS abgenommenen Gases bis zu den Warenkonditionen im Gesamtzyklus der Gasabnahme und seiner Abgabe in die Hauptgasleitung; 2) Erdgasdrucknutzung für den Erhalt der Warenkonditionen des aus dem UGS abgenommenen Gases; 3) Fernsteuerung und Kontrolle 4) den Anforderungen der Umweltschutzgesetze entsprechen.

Nicht weniger wichtig ist perspektivisch die Nutzung der Expansions-Generatoranlage bei der Erdgasförderung/-weiterleitung. Diese kann im Zyklus der Tiefgasreinigung von Wasserdampf eingesetzt werden, welche notwendig ist, um die Bildung fester kristallinischer Stoffe – Kristallhydrate (Typ  $\text{CH}_4 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$  oder  $\text{CH}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ ) – in den Haupterdgasleitungen zu verhindern, die fähig sind, die Gasleitung zu verstopfen und sie dadurch unbrauchbar zu machen.

# Verzeichnisse

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 4.1:	Expansions- und Generatoranlage mit zwei Wellen, einer Druckluftturbine und einem Druckluftherzeuger	9
Abbildung 4.2 :	Expansions- und Generatoranlage mit einer Druckluftturbine und einem Druckluftherzeuger mit atmosphärischer Luftherwärmung über fremde Quelle	10
Abbildung 4.3:	Expansions- und Generatoranlage mit einer Luftdruckturbine und einem Luftkompressor mit atmosphärischer Luftherwärmung über Wärmepumpe	11
Abbildung 4.4:	Expansions- und Generatoranlage mit Gaserwärmung über atmosphärische Luft	12
Abbildung 4.5:	Expansions- und Generatoranlage, bei der das Gas durch die Wärme der Umweltluft erhitzt wird sowie mit mechanischen und elektrischen Verlusten	13
Abbildung 4.6:	Expansions- und Generatoranlage für die gleichzeitige Erzeugung von Strom, Kälte und Wärme (parallele Schaltung)	14
Abbildung 4.7:	Expansions- und Generatoranlage für die gleichzeitige Erzeugung von Strom, Kälte und Wärme (Reihenschaltung)	16
Abbildung 4.8:	Expansions- und Generatoranlage mit dem Zwischenwärmeträger	17
Abbildung 4.9:	Expansions- und Generatoranlage bei der das Gas durch elektrische und mechanische Abwärme erhitzt wird	18
Abbildung 5.1:	Schemen des Strömungsteils der Expansionsturbine. a – einstufige axiale Turbine; b – einstufige radiale zentripetale Turbine; c – radiale zentripetale Turbine mit zwei Rotoren	21
Abbildung 5.2:	Kraftwerke auf der Basis der Hochdruckexpansions- und Generatorenanlagen	27
Abbildung 5.3:	DGA 6000 in der Block- und Modulbauweise	28
Abbildung 5.4:	Kraftwerke auf der Basis der Niederdruckexpansions- und Generatorenanlagen	28
Abbildung 5.5:	Expansions- und Generatorenanlage ETDA-1500.	29
Abbildung 5.6:	Längendurchschnitt der Gasentspannungsturbine ETDA-1500.	30
Abbildung 5.7:	Funktionsschema der Einschaltung der Gasentspannungsturbine ins Verbraucherleitungsnetz	31



Abbildung 5.8:	Gasentspannungsturbine axialer Art	32
Abbildung 5.9:	Anlage DGA-2500SD1	33
Abbildung 5.10:	Schema des elektrischen Kühlkomplexes bestehend aus einem pneumatischen Kraftaggregat	34
Abbildung 5.11:	Gesamtansicht des einheitlichen Aggregats PKA-600	35
Abbildung 5.12:	Funktionsfähiges PKA-Aggregat der GVS „Juzhnaya“ vom staatlichen Unternehmen „Mosgas“	36
Abbildung 5.13:	Schematische Darstellung einer Strahltriebwerk	36
Abbildung 5.14:	Aggregat TDA-SRT 100/130-5,5/0,6 V Strahltriebwerk in „GVS-1 Sumy“	37
Abbildung 5.15:	Elektrische Expansions- und Generatorenanlage TDA-SRT-15-5,5/1,2B-PN64	38
Abbildung 5.16:	DGA-7000	39
Abbildung 5.17:	Baugruppe DGA-6000	39
Abbildung 6.1:	Schema des Prozesses der Drosselung des Gases oder Dampfes bei der Überwindung des Einzelwiderstandes beim Strom	50
Abbildung 6.2:	Prozess der Drosselung	51
Abbildung 6.3:	Prozess der adiabatischen Expansion auf dem P-v und h-S-Diagramm	53
Abbildung 6.4:	Abhängigkeit des Adiabatenindex von Methan von der Temperatur und von Gasdruckgefällen	59
Abbildung 6.5:	Abhängigkeit des Kompressibilitätsfaktors des Methans vom Gasdruck und von der Temperatur	60
Abbildung 6.6:	Abhängigkeiten der Arbeit der Gasentspannungsturbine für reales Gas, ideales Gas und der relativen Unterschiede für Methan bei den Gasdruckgefällen, a) 0,6/0,2; b) 1,2/0,2; c) 4,0/1,2; d) 7,5/1,2	62
Abbildung 6.7:	Abhängigkeit der Abweichung der Berechnung der spezifischen Arbeit der Gasentspannungsturbine von der Temperatur des Gases bei verschiedenen Gasdruckgefällen	63
Abbildung 6.8 a:	Druckgefälle auf einer Erdgasreglerstation 6/2 bar	65
Abbildung 6.8 b:	Druckgefälle auf einer Erdgasreglerstation 12/2 bar	65

Abbildung 6.9:	Prozess der Drosselung in Druckabfallstationen	67
Abbildung 6.10 :	a), b), c), d) Abhängigkeit der von der Gasentspannungsturbine geleisteten Arbeit von Druck- und Temperaturangaben	70
Abbildung 6.11:	Abhängigkeit ( $dl/dq$ ) P1,P2 von der Gastemperatur	71
Abbildung 6.12:	Abhängigkeit $q/1$ von der Gastemperatur	71
Abbildung 6.13:	Funktionsschema der GVS	72
Abbildung 6.14:	Schaltung der Reduktionseinheit der GVS	73
Abbildung 6.15:	Das Funktionsschema der GVS mit einem kombinierten System der Reduktionseinheit	74
Abbildung 6.16:	Schema der gleichzeitigen Erzeugung von elektrischem Strom und von Kälteenergie	75
Abbildung 6.17:	Tagesmittelverbrauch des Erdgases in der Gasverteilerstation	76
Abbildung 6.18:	Tagesmitteltemperatur des Erdgases im GVS-Eingang	77
Abbildung 6.19:	Wärmeenergieverbrauch für Gaserwärmung (Schema 1)	78
Abbildung 6.20:	Wärmeenergieverbrauch für Gaserwärmung (Schema 2)	79
Abbildung 6.21:	Wärmeenergieverbrauch für Gaserwärmung (Schema 3)	79
Abbildung 6.22:	Heizleistung einer Kälteeinheit (Schema 3)	80
Abbildung 6.23:	Gasexpansionsvorgang in der zentripetalen Gasentspannungsturbine in den h-S-Koordinaten	81
Abbildung 6.24:	Elektrizitätserzeugung in der Gasentspannungsturbine (Leistung der Gasentspannungsturbine + elektrischer Generator (Schema 2, 3)	83
Abbildung 6.25:	Vergleich zwischen dem Wärmeverbrauch für die Gaserwärmung und dem Wert der Energieerzeugung in der Gasentspannungsturbine (Schema 2)	84
Abbildung 6.26:	Vergleich zwischen dem Elektroenergieverbrauch für die Gaserwärmung und dem Wert der Energieerzeugung in der Gasentspannungsturbine (Schema 3)´	84
Abbildung 6.27:	Anlagenschema mit der Wärmepumpe	86

Abbildung 6.28:	Grundschema der Wärmepumpe	87
Abbildung 6.29:	T-S-Diagramm des Zyklus mit Überkühlung	88
Abbildung 7.1:	Algorithmus der zahlenmäßigen Bewertung der Risiken der Gasverteilungsstation (Stufe 1 bis 3)	96
Abbildung 7.2:	Algorithmus der zahlenmäßigen Bewertung der Risiken der Gasverteilungsstation (Stufe 4 bis 5)	97
Abbildung 7.3:	Logarithmische Skala der Bereiche der funktionsfähigen Zustände für die Explosion in der Gasverteilungsstation	101
Abbildung 7.4:	Zusammenhang zwischen dem Gefährungsgrad des Systems und den Ebenen der Informationseinrichtung	103

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 5.1	Kenngröße der Expansionsturbinenanlage	41
Tabelle 6.1	Komponentenbestand des Gases für Ferngasleitungen Deutschlands	64
Tabelle 6.2	Die Unterschiede der Größen der Arbeit der Expansionsturbine, die auf dem Erdgas arbeitet	66
Tabelle 6.3	Mittlere Werte der thermodynamischen Eigenschaften und thermischen Berechnung nach Quartalen	78
Tabelle 6.4	Mittlere Werte der thermodynamischen Eigenschaften und thermischen Berechnung nach Quartalen	78
Tabelle 6.5	Vergleich der Kapitalwerte bei einer pessimistischen Fallprognose	91
Tabelle 6.6	Vergleich der Kapitalwerte bei einer optimistischen Fallprognose	91
Tabelle 6.7	Vergleich der Kapitalwerte bei einer Normalfallprognose	92
Tabelle A1.1:	Wirtschaftlichkeitsberechnung im pessimistischen Fall	117
Tabelle A 2.1	Wirtschaftlichkeitsberechnung im optimistischen Fall	120
Tabelle A 3.1	Wirtschaftlichkeitsberechnung im Normalfall	123

## Literaturverzeichnis

- [1] Agababov V.S., Heymer J., Korjagin A.V., Utenkov V.F., Abhängigkeit der Betriebsdaten einer Wärmepumpenanlage zur Erdgasvorwärmung von den Einsatzparametern, Gas Erdgas Nr. 9, 2000, S. 610–615

---

- [2] Agababov V.S., Korjagin A.V., Bestimmung der wirtschaftlichen Effizienz der Expansion- und Generatorenanlage in Gasversorgungssystemen, Wärmeenergiewirtschaft, Nr. 12, 2002, s. 35-38.

---

- [3] Agababov V.S., Korjagin A.V., Heimer J.J., Lose P., Anwendung der Expansions- und Generatorenanlagen in der Industrie, Energieeinsparung im Wolga-Gebiet, Nr. 3, 2000, S. 89–91 und Wasseraufbereitung, Nr. 2, 2001, S. 13–18

---

- [4] Alternative Energie aus der Erdgasentspannungsanlage, GasWarmeInt., 1989, 38, s. 439

---

- [5] Beloschizkij M.V., Stromversorgung an Expansions- und Generatorenanlagen, Turbinen und Diesel, Juli–August 2007

---

- [6] Berge W., Zahner C. Erdgas-Entspannungsturbine Göppingen, Gas-Erdgas gwf (BRD), 132(1991), Nr. 7, S. 302–304

---

- [7] Bosen W., Auslegung und Regelung von Erdgasexpansionsturbinen, VDI Berichte 1141, Düsseldorf, VDI-Verlag GmbH, 1994, S. 113–124

---

- [8] Buschin P.S., Industrieexpansions- und Gasturbinenanlagen im Mittelural-Wasserkraftwerk, Energetischer Bau, 1995, Nr. 4, S. 57–61

---

- [9] Cronin P., The application of turboexpanders for energy conservation, Schriften der Firma Rotoflow Corporation, CIIA, 1999

---

- [10] Energiebesparende Installatie van Energiebedrijf Amsterdam. Elektrotechniek, 1991, 69, №11, s. 997. Nederl.

---

- [11] Epifanova V.I., Kompressor- und Expansionsturbinenanlagen des radialen Typs.-M.: N.I. Baumann MHTU Verlag, 1998

---

- [12] Epifanova V.I., Radiale Niedertemperaturgasturbinen, M.: Maschinenbau, 1974

---

- [13] Erdgas. Berechnungsmethode der physikalischen Eigenschaften, M.: IPK Verlag der Normen, 2000, S. 89

---

- [14] Ernst, C (2011) „Modernisierung von Vorwärmanlagen (Kesselanlagen) in Gasdruckregel- und Messanlagen unter Berücksichtigung der Energieeffizienz und alternativer Konzepte“, DBI Gas- und Umwelttechnik GmbH, Bericht

---

- [15] Erstellt im Auftrag der ONTRAS Gastransport GmbH durch das Kompetenzzentrum Gasqualität der Open Grid Europe GmbH

---

- [16] Feokistov A.A. (2003) Zustand der Betriebssicherheit in der Gasversorgungswirtschaft der Russischen Föderation, Betriebssicherheit in der Industrie, Heft 12, S. 7–10

---

- [17] Gmurman V.E. (1999) Wahrscheinlichkeitstheorie und mathematische Statistik, M.: Wysschaja shkola, S. 479

---

- [18] Graille M., Les economies d’énergie dans le transport du gaz par canalisations, Le rechauffage du gaz, «Gazd’aujourd’hui», 1987, 111, Nr. 3, 113–118. (fr., engl., deut.)

---

- [19] Guskov Ü. L., Maljanov V.V., Davydov Ü.J., Agababov V.S., Erfahrungen des Betriebs der Expansions- und Generatorenanlage im Wärmekraftwerk 21 von Mosenergo AG // Elektrische Maschinen, 2003, Nr. 12, S. 15–17

---

- [20] Handbuch für physikalische und technische Grundlagen der Kryogenik, Herausgeg. von Prof. M.P. Malkov, M.: Energoatomisdat, 1985 S. 431

- 
- [21] Helmann M., Elektrische Energie aus dem Gasrohr// Industrieamtsblatt, 2003, Nr. 6, s. 13 -18.
- 
- [22] Henly E, Kumamoto H (1984) Zuverlässigkeit der technischen Systeme und Risikoeinschätzung, M.: Maschinenbau, S. 520
- 
- [23] Hünning R., Hube W., Rickenberg R. Projektierung eine Expansionsanlage für die Stadtwerke Gütersloh, Gas-Erdgas gwf (BRD), 132(1991), Nr.9, S. 433–437
- 
- [24] Hurgin J.I, Fastovez N.O. (2003) Statistische Modellierung, Ausg. Erdöl und Erdgas, s 72
- 
- [25] Installation list of power recovery turbine / Katalog der Firma Kobe Steel, LTD, Japan, 1999.
- 
- [26] Jurenka, M.; Schwarz, M. (2005) Bodensee-Therme Konstanz – Thermische Gebäudesimulation Energiekonzept, Bericht EM1, Firma DS-Plan, Stuttgart
- 
- [27] Kalinin A.F., Kuptzov S.M., Lopatin A.S.; Bestimmung der thermodynamischen Kennwerte vom Erdgas für die Lösung der energetischen und technologischen Aufgaben, technisch-wissenschaftlicher Sammelband „Branchenenergetik und Probleme der Energiesparung“ – M.: OOO «IRC Gasprom, 2004, Heft 1. – S. 3–10
- 
- [28] Kalinina E.V., Lapiga A.G., Poljakov V.V., Churgin J.I., Wagenkchen M., Peschel M., Heinze K., Hartmann K. (1989) Qualitätsoptimierung. Komplexe Produkte und Prozesse, M.: Chemie, S 256.
- 
- [29] Kapiza P.L., Gasentspannungsturbine für die Erzeugung tiefer Temperaturen und ihre Anwendung für Luftverflüssigung// ZhTF, 1939, B.9, Aufl.2, S. 99–123
- 
- [30] Kaszor H.-E., Anwendungserfahrungen mit der industriellen Turbinenentspannungsanlage der Buderus AG Edelstahlwerke, VDI Berichte 1141. Düsseldorf. VDI-Verlag GmbH, 1994, s. 81-99.
- 
- [31] Klimenko A.P., Ausnutzung der Druckdifferenz des Erdgases // Schriften des Instituts für Gasanwendung der AW von USSR. 1960, Aufl.9.
- 
- [32] Klimenko A.P., Thermodynamische Analyse und experimentelle Untersuchung der Expansionsmaschine während der Aufbereitung des Erdgases: Autoreferat der Inauguraldissertation des Kand. der tech. Wiss., M. 1955, s. 40
- 
- [33] Korschakov L., (2002) Erfahrungen des Betriebs der Gasentspannungsturbine und Aspekte ihrer Anwendung in Weißrussland. Bericht des Ing. des Lukomler Wasserkraftwerks, Seminar „Neue Perspektive der energieeffizienten Technologie und Ausrüstung“, „Forum Belpromekspo“
- 
- [34] Krasnych B.A., Martynko V.F., Sergienko T.S., Sorokin A.A., Feokistov A.A., Netschaev A.S. (2003) Analyse der Notfälle und Havarien an Objekten der Gasinspektion. – M.: Gefahranalyse GmbH, 2003, S. 320
- 
- [35] Kryogene Systeme: Grundlagen der Theorie und Berechnung: Lehrbuch für Hochscholstudenten der Fachrichtung „Kryogene Technik“, Archarov A.A., Marfenina I.V., Mikulin E.I., 2. Auflag, verarb. und ergänz., M.: Maschinenbau, 1988, S. 464
- 
- [36] Kudrjavy V.V., Guskov Ü. L., Agababov S.G., Arakeljan E.K., Prüfung der Expansions- und Generatorenanlage im Wärmekraftwerk 21 von Mosenergo AG, Blatt von MÖL, 2001, Nr. 2, S. 16–20
- 
- [37] Leitfaden der Regulierungsbehörden zur Ermittlung von Sonderentgelten nach § 20 Abs. 2 GasNEV, Stand: Juni 2012
- 
- [38] L' installatore tecnico. 1990, 4. Jahrgang, Nr. 1, S. 35–45. It.
- 
- [39] L' installatore tecnico. 1990, 4. Jahrgang, Nr. 1, S. 33–34. It.
- 
- [40] L' installatore tecnico 1990, 4. Jahrgang, Nr. 1, S. 18–32. It.
- 
- [41] Lopatin A.S., Thermodynamische Unterstützung der energetischen und technologischen Aufgaben des Rohrleitungstransports der Erdgase. - M.: Verlag „Neftjanik“, 1996, s. 82
- 
- [42] Lütge R., (1994) Einsatzkriterien, Betriebs- und Regelverhalten von Erdgaskolbenexpander // VDI Berichte 1141. Duesseldorf. VDI-Verlag GmbH, S. 163–178
- 
- [43] Malchanov V.P., Expansionsturbinenanlagen in Systemen der Aufbereitung und Verteilung des Gases.- M.: AGPUP Verlag „Erdöl und -gas“ der Gubkin RSU für Erdöl und Erdgas, 2004
-

- [44] Martel U., Brogli A., Technische Beschreibung einer Gasexpansionsanlage, Gas-Erdgas., 136 (1995), Nr. 11, S. 601–609
- [45] Martynük V.F., Suvorova V.V., (2006) Grundtype der Notfälle in Gasverteilungssystemen, Qualitätssteuerung in der Erdöl- und Gasindustrie, Heft 2, S. 37–40
- [46] Meckel B., Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen zur Anwendung von Gasentspannungsmaschinen, VDI-Berichte, 1994, 1141, S. 61–67
- [47] Modrei P., Sundermann H.-H., Planung, Bau und erste Betriebserfahrungen einer Erdgas-Expansionsanlage in Ferngassystemen, Gas-Erdgas gwf (BRD), 139(1998), Nr. 5, S. 276–282
- [48] Moiseev S., Anwendung der Kaltgasrückgewinnungsturbinenanlagen für Energieerzeugung auf der GVS «Ukrtransgas» und ressortmäßigen GRS der Industrieunternehmen, Zeitschrift des Anlagenamts
- [49] Müller-Syring, G und Schütz, S (2014) DBI Gas- und Umwelttechnik GmbH, Bericht vom 03.02.2014, Leipzig
- [50] Plan der Beseitigung der Unfallsituationen an der Gasverteilungsstation, 1996, S120
- [51] Prospekt der Firma ABB TURBINEN
- [52] Prospekt der Firma Kobesteel. Japan.
- [53] Rathmann D., (1 994) Einsatzmöglichkeiten und Bauartenvergleich unterschiedlicher Entspannungsmaschinen, VDI-Berichte, 1141, S. 77–80
- [54] Rid R., Prausnits D., Scherwud T., Gas- und Flüssigkeitseigenschaften, L.: Chimia, 1982, s. 592
- [55] Rostek H.A., Rothmann D., (1989) Erdgasentspannung – Stromerzeugung mit fast 100 % Wirkungsgrad, Gas Zeitschrift für Wirtschaft, und umweltfreundliche Energienanwend, Heft 3
- [56] Rykov V.V. (2001) Zuverlässigkeit der technologischen Systeme und anthropogenes Risiko, M.: Erdöl und Gas, S. 165
- [57] Sagorutschenko V.A., Bikthschentaj R.N., Wassermann A.A., Wärmetechnische Berechnungen der Prozesse des Transports und der Wiederverdampfung der Erdgase: Nachschlagewerk, M.: Nedra, 1980, S. 320
- [58] Sagorutschenko V.A., Zhuravlev A.M., Thermische und physikalische Eigenschaften des gasförmigen und flüssigen Methans, M.: Verlag der Normen, 1969, S. 236
- [59] Sarnitzkij G.E., Theoretische Grundlagen der Anwendung der Energie des Gasdrucks, M.: Nedra, 1968
- [60] Seddig H., Friege G., Stromerzeugung über Gasentspannung im Energiezentrum der Stadtwerke Lübeck, Gas-Erdgas gwf., 130 (1989), Heft 10/11, S. 622/629
- [61] Seddig H., Kombination eines Blockheizkraftwerkes und einer Expansionsmaschine zur Erdgasentspannung, Gas-Erdgas gwf., 133 (1992), Nr. 7, S. 320/326
- [62] Seminar-Beratung „Vervollkommen der Kontrollaktivitäten im Bereich der Gasversorgungsüberwachung“ (Thesen der Verträge), Susdal, 25-29. September 2006
- [63] Seminar-Beratung „Vervollkommen der Kontrollaktivitäten im Bereich der Gasversorgungsüberwachung“ (Thesen der Verträge), Wladimir, 20-24. September 2004, S. 82
- [64] Seminar-Beratung „Vervollkommen der Kontrollaktivitäten im Bereich der Gasversorgungsüberwachung“ (Thesen der Verträge), Wladimir, 22-26. September 2003, S. 69
- [65] Shotidi, K.H. & Zich, A. (Jg. 1, 2014) Energiesparende Technologien auf Gasverteilerstationen; Zeitschrift at aktuelltechnik.ch
- [66] Shotidi, K.H., Zich, A. Amro, M. (2014) Thermodynamische und thermische Berechnung der Reduktionsbaugruppe von Gasverteilungsstationen mit Expansionsturbine, Erdöl Erdgas Kohle, Heft 4, Artikel
- [67] Shpak V.N., Gas Distribution Station with Power Plant. Patent Nr. 5, 425, 230. USA, 1995

- 
- [68] Siegfried von Känel; Institut für Wirtschaftskybernetik, Intranetpräsentation „Kapitalwertmethode“
- 
- [69] Sokolov E.J., Brojanskij V.M., Energetische Grundlagen der Wärmetransformation und Abkühlungsprozesse, M.: Energoisdat, 1981, S. 110
- 
- [70] Sorokin A.A. (1998) Schaden- und Unfallhäufigkeit an Objekten der Gasinspektion in 1997, Betriebssicherheit in der Industrie, Heft 7, Artikel
- 
- [71] Sorokin A.A. (1998) Staatliche Regelung der Betriebssicherheit an Objekten der Gasversorgung, Betriebssicherheit in der Industrie, Heft 12, S. 10–11
- 
- [72] Sorokin A.A. (2000) Gesetzliche Regelung der Betriebssicherheit an Objekten der Gasversorgung, Betriebssicherheit in der Industrie, Heft 4, S. 13–14
- 
- [73] Spiwoks, M.; Materialien zum Teilmodul „Investition und Finanzierung“, Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften
- 
- [74] Stepanez A.A., Kaltgasrückgewinnungsturbinenanlagen, M.: Nedra, 1999
- 
- [75] Stoljarov A.A., Stand und Aspekte der Anwendung der Expansionsturbinen für die Erdgastrennungsanlagen, Aufbereitung und Bearbeitung des Gases und der Gasflüssigkeit, Schriften des Inst. Gasprom, 1983, Aufl. 2, S. 12–16
- 
- [76] Surek D., Energierückgewinnung mit Seitenkanal – Entspannungsmaschinen, VDI-Berichte, 1994, 1141, S. 145–162
- 
- [77] Suvorova V.V., Martynük V.F., Grudina S.A. (2005) Über Wahl des zulässigen Individualrisikos, Sicherheit der Lebenstätigkeit, Heft 6, S. 36–39
- 
- [78] Sytschov V.V., Wassermann A.A., Sagorutschenko V.A., Thermodynamische Methaneigenschaften, M.: Verlag der Normen, 1979, S. 348
- 
- [79] Technische Regel, Gasanlagen-Instandhaltung, Arbeitsblatt G 495, Juli 2006
- 
- [80] TIETJEN, Thorsten; Müller, Dieter H.: FMEA Praxis, Verlag Hanser München, 2003
- 
- [81] Truston A., Recovering energy in gas pressure reduction, Contr. and in-strum, 1991, 23 Heft 5, S. 115
- 
- [82] Tuma M., Sekavcnik M., Stromerzeugung mit Erdgasentspannungsmaschinen/Erdgastechnik
- 
- [83] Übersicht der Vorträge in der Vorsitzung der Kryogegeellschaft der USA, Kühlttechnik, 1992, Nr. 2
- 
- [84] Volochina A.T., Karpov V.V., Martynük V.F., B.E. Prussenko, Suvorova V.V., Feokistov A.A. (2006) Analyse der Schaden- und Unfallhäufigkeit an Objekten der Gasverteilungssysteme, Betriebssicherheit in der Industrie, Heft 6, S. 18–23
- 
- [85] Web-Seite von „Mashprojekt“, <http://www.zmturbines.com.ua>
- 
- [86] Web-Seite von GmbH „Ukrneftesaptschast“, <http://ukrnz.com.ua/>
- 
- [87] Web-Seite von SAO „Nevskij savod“, <http://www.nzl.ru/production/turbines/gter.php>
- 
- [88] Welzel B., Stand der Entwicklung einer einfach regelbaren Axial-Wasserturbine zum Einsatz als Entspannungsturbine in Rohrleitungssystemen, VDI-Berichte, 1994, 1141, S. 49–60
- 
- [89] Wenzel E.S., Ovtsharov L.A., (2000) Wahrscheinlichkeitstheorie und Ingenieur Anwendungen, M.: Wysschaja shkola, S. 80
- 
- [90] Willmroth G., Magnetgelagerte Turbogeneratoren, VDI-Berichte, 1994, 1141, S. 125–143
- 
- [91] Willmroth G., Schmitz H., Teermann A., Fink E., Pauls P., Betriebserfahrungen mit der Erdgasexpansionsanlage der EWW Stolberg // Gas-Erdgas gwf (BRD). 138(1997). Heft 9, S. 534–543
- 
- [92] Zinssätze und Volumina für das Neugeschäft der deutschen Banken (MFIs); Kredite an nichtfinanzielle Kapitalgesellschaften, Kredite von über 1 Mio. € mit anfänglicher Zinsbindung; von über 1 Jahr bis 5 Jahre, Monatsbericht der Deutschen Bundesbank; Statistischer Teil, S. 47
-

- 
- [93] Zusatzmaterial, Archiv 1999–2009, Gubkin Russian State University of Oil and Gas, Department of thermodynamics and heat engines



## ANHANG

### A.1 Berechnung der Wirtschaftlichkeit bei Szenariorahmen im pessimistischen Fall

Wirtschaftliche Rahmenbedingungen in der Wirtschaftlichkeitsberechnung Tabelle A 1.1:

Investitionssummen entsprechend den einzelnen Anlagenvarianten (Angebote der Hersteller) für

Pos. 1	konventionelle Druckregelung und Wärmeerzeugung über Heizkessel.....	305.000,- €
Pos. 2	GasGasentspannungsturbine (GET).....	1.340.000,- €
Pos. 3	Wärmepumpe.....	200.000,- €
Pos. 4	Kälteeinheit.....	400.000,- €
Pos. 5	Investitionssumme für die jeweilige Anlage	
Pos. 6	Strompreisvergütung nach Erneuerbare-Energien-Gesetz.....	0,0715 €/kWh
	Bsp. Anlagenkonzept 1. (Vergütung/Jahr): 43,6 MWh x 0,0715 €/kWh =	3.117,40 €
Pos. 7	Stromvergütung für GET nach European Energy Exchange-Leipzig (EEX-Leipzig).....	0,05 €/kWh
	Bsp. Anlagenkonzept 1. (Vergütung/Jahr): 43,6 MWh x 0,05 €/kWh =	2.180,00 €
Pos. 8	Veräußerung der Kälteleistung bei einem Arbeitspreis von 76,95 €/MWh	
	Bsp. Anlagenkonzept 2. (Vergütung/Jahr): 112 MWh x 76,95 €/MWh =	8.618,40 €
Pos. 9	produzierte Wärmemenge (2533 MWh) für die Erdgaserwärmung beim Anlagenkonzept 1 & 2, Brennstoffpreis (Erdgas) 0,025 €/kWh	
	Bsp. Anlagenkonzept 1. (Vergütung/Jahr): 2533 MWh x 0,025 €/kWh =	63.325,00 €
Pos. 11	Wartung und Instandhaltung für	
Pos. 12	GET-Wartungsvertrag.....	30.000,00 €
Pos. 13	Wärmepumpe-Wartungsvertrag.....	8.000,00 €
Pos. 14	Kälteeinheit-Wartungsvertrag.....	4.000,00 €
Pos. 15	Heizkessel.....	2.000,00 €
Pos. 16	für das Betreiben der Heizkessel bei der Anlage 3 müssen jährlich 2533 MWh Wärme zugeführt werden, es entspricht aus der Berechnung 2533 MWh x 0,025 €/kWh einem Betrag von.....	63.325,00 €
Pos. 18	Für die Bestimmung der Erlösobergrenzen nach § 4 Anreizregulierungsverordnung (ARegV) i.V.m. § 6 ARegV wird für die Dauer der zweiten Regulierungsbehörde für Neuanlagen ein Eigenkapitalzinssatz (Eigenkapitalanteil 40 %) in Höhe von 9,05 % vor Steuern <sup>*3</sup> und ein Fremdkapitalzinssatz in Höhe von 4,00 % vor Steuern [92] festgelegt	
	$i = 40 \% \cdot [9,05 \% + 400 \% \cdot 3,5 \% \cdot 9,05 \%] + 60 \% \cdot 4,00 \% = 6,53 \%$	
	Hebesatz Gewerbesteuer 400,00 %	
	Messzahl Gewerbesteuer 3,50 % [37]	

Pos. 19 Kapitalwert bei einem Betrachtungszeitraum 20 Jahren wird mithilfe der Kapitalwertmethode ermittelt den Kapitalwert einer Investition durch Abzinsung (Aufzinsung) aller Ein- und Auszahlungen der einzelnen Betrachtungsjahre zu dem Bezugszeitpunkt  $t = 0$

$$C_0 = -A_0 + \sum_{t=1}^n (E_t - A_t) \cdot q^{-t}$$

Beispielberechnung Anlagenkonzept 1.

$$C_0 = -1.7400.000,00 \text{ €} + \sum_{t=1}^{20} (68.622,40 \text{ €} - 38000,00 \text{ €}) \cdot q^{-6,53} = -1.391.629,77 \text{ €}$$

In der Berechnung wurde jährliche Preissteigerung nicht diskontieren, für

Erdgas.....1,5 %

Strom.....1 %

Absenkung EEG.....2 % [49].

In den durchgeführten Berechnungen wurden sonstige Kosten wie z.B. Versicherungen, Steuern oder Förderungen nicht berücksichtigt.

*Tabelle A 1.1: Wirtschaftlichkeitsberechnung im pessimistischen Fall*

	Anlagenkonzept 1 Wärmepumpe	Anlagenkonzept 2 Kälteeinheit	Anlagenkonzept 3: konventionelle Druckregelung und Wärmeerzeugung über Heizkessel	Position
Investitionskosten <sup>*1</sup>				
Heizkessel			305.000,00 €	1
GET	1.340.000,00 €	1.340.000,00 €	-	2
Wärmepumpe	400.000,00 €	-	-	3
Kälteeinheit	-	200.000,00 €	-	4
Investitionskosten Gesamt	1.740.000,00 €	1.540.000,00 €	305.000,00 €	5

Einnahmen:

Mischvergütung EEG	3.117,40 €	3010,15 €	-	6
EEX-Preis (GET) <sup>*1</sup>	2.180,00 €	2.105,00 €	-	7
Kälteleistung Arbeitspreis AP = 76,95 €/MWh	-	8.618,40 €	-	8
produzierte Wärmemenge 2533 MWh/Jahr	63.325,00 €	63.325,00 €	-	9
Summe €/Jahr	68.622,40 €	77.058,55 €	0	10

	Anlagenkonzept 1 Wärmepumpe	Anlagenkonzept 2 Kälteeinheit	Anlagenkonzept 3: konventionelle Druckregelung und Wärmeerzeugung über Heizkessel	Position
--	--------------------------------	----------------------------------	---	----------

Ausgaben:

Betriebskostensatz/Jahr <sup>*1</sup>				11
GET	30.000,00 €	30.000,00 €		12
Wärmepumpe	8.000,00 €			13
Kälteeinheit		4.000,00 €		14
Heizkessel			2.000,00 €	15
benötigte Wärmemenge <sup>*1</sup> , 2533 MWh/Jahr	-	-	63.325,00 €	16
Summe €/Jahr	38.000,00 €	34.000,00 €	65.325,00 €	17
Kalkulationszinsfuß, %	6,53 %	6,53 %	6,53 %	18
Kapitalwert [EUR nach 20 Jahren]	- 1.391.629,77 €	- 1.066.567,38 €	- 1.023.254,24 €	19

## A.2 Berechnung der Wirtschaftlichkeit bei Szenariorahmen im optimistischen Fall

Wirtschaftliche Rahmenbedingungen in der Wirtschaftlichkeitsberechnung Tabelle A 2.1:

Investitionssummen entsprechend den einzelnen Anlagenvarianten (Angebote der Hersteller) für

Pos. 1	konventionelle Druckregelung und Wärmeerzeugung über Heizkessel.....	305.000,- €
Pos. 2	GasGasentspannungsturbine (GET).....	1.340.000,- €
Pos. 3	Wärmepumpe.....	200.000,- €
Pos. 4	Kälteeinheit.....	400.000,- €
Pos. 5	Investitionssumme für die jeweilige Anlage	
Pos. 6	Strompreisvergütung nach Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG).....	0,286 €/kWh
	Bsp. Anlagenkonzept 1. (Vergütung/Jahr): 43,6 MWh x 0,286 €/kWh =	12.469,60 €
Pos. 7	Stromvergütung für GET nach European Energy	
	Exchange-Leipzig (EEX-Leipzig).....	0,05 €/kWh
	Bsp. Anlagenkonzept 1. (Vergütung/Jahr): 43,6 MWh x 0,05 €/kWh =	2.180,00 €
Pos. 8	Veräußerung der Kälteleistung bei einem Arbeitspreis von 307,80 €/MWh	
	Bsp. Anlagenkonzept 2. (Vergütung/Jahr): 112 MWh x 307,80 €/MWh =	34.473,60 €
Pos. 9	produzierte Wärmemenge (2533 MWh) für die Erdgaserwärmung	
	beim Anlagenkonzept 1 & 2, aktueller Brennstoffpreis (Erdgas) 0,10 €/kWh <sup>*1</sup>	
	Bsp. Anlagenkonzept 1. (Vergütung/Jahr): 2533 MWh x 0,10 €/kWh =	255.300,00 €
Pos. 11	Wartung und Instandhaltung für	
Pos. 12	GET-Wartungsvertrag.....	30.000,00 €
Pos. 13	Wärmepumpe-Wartungsvertrag.....	8.000,00 €
Pos. 14	Kälteeinheit-Wartungsvertrag.....	4.000,00 €
Pos. 15	Heizkessel.....	2.000,00 €
Pos. 16	für das Betreiben der Heizkessel bei der Anlage 3 müssen jährlich 2533 MWh Wärme zugeführt werden, es entspricht aus der Berechnung 2533 MWh x 0,10 €/kWh einem Betrag von.....	253.300,00 €
Pos. 18	Für die Bestimmung der Erlösobergrenzen nach § 4 Anreizregulierungsverordnung (ARegV) i.V.m. § 6 ARegV wird für die Dauer der zweiten Regulierungsbehörde für Neuanlagen ein Eigenkapitalzinssatz (Eigenkapitalanteil 40 %) in Höhe von 9,05 % vor Steuern <sup>*3</sup> und ein Eigenkapitalzinssatz in Höhe von 4,00 % vor Steuern [92] festgelegt	
	$i = 40 \% \cdot [9,05 \% + 400 \% \cdot 3,5 \% \cdot 9,05 \%) + 60 \% \cdot 4,00 \%$	$= 6,53 \%$
	Hebesatz Gewerbesteuer 400,00 %	
	Messzahl Gewerbesteuer 3,50 % [37]	

Pos. 19 Kapitalwert bei einem Betrachtungszeitraum 20 Jahren wird mithilfe der Kapitalwertmethode ermittelt den Kapitalwert einer Investition durch Abzinsung (Aufzinsung) aller Ein- und Auszahlungen der einzelnen Betrachtungsjahre zu dem Bezugszeitpunkt  $t=0$

$$C_0 = -A_0 + \sum_{t=1}^n (E_t - A_t) \cdot q^{-t}$$

Beispielberechnung Anlagenkonzept 1.

$$C_0 = -1.7400.000,00 \text{ €} + \sum_{t=1}^{20} (267.949,60 \text{ €} - 38000,00 \text{ €}) \cdot q^{-6,53} = 823.959,72 \text{ €}$$

In der Berechnung wurde jährliche Preissteigerung nicht diskontieren, für

Erdgas.....1,5 %

Strom.....1 %

Absenkung EEG.....2 % [49].

In den durchgeführten Berechnungen wurden sonstige Kosten wie z.B. Versicherungen, Steuern oder Förderungen nicht berücksichtigt.

*Tabelle A 2.1: Wirtschaftlichkeitsberechnung im optimistischen Fall*

	Anlagenkonzept 1 Wärmepumpe	Anlagenkonzept 2 Kälteeinheit	Anlagenkonzept 3: konventionelle Druckregelung und Wärmeerzeugung über Heizkessel	Position
Investitionskosten <sup>*1</sup>				
Heizkessel			305.000,00 €	1
GET	1.340.000,00 €	1.340.000,00 €	-	2
Wärmepumpe	400.000,00 €	-	-	3
Kälteeinheit	-	200.000,00 €	-	4
Investitionskosten Gesamt	1.740.000,00 €	1.540.000,00 €	305.000,00 €	5

Einnahmen:

Mischvergütung EEG	12.469,60 €	12040,60 €	-	6
EEX-Preis (GET) <sup>*1</sup>	2.180,00 €	2.105,00 €	-	7
Kälteleistung Arbeitspreis AP = 307,80 €/MWh	-	34.473,60 €	-	8
produzierte Wärmemenge 2533 MWh/Jahr	253.300,00 €	253.300,00 €	-	9
Summe €/Jahr	267.949,60 €	301.919,20 €	0	10

	Anlagenkonzept 1 Wärmepumpe	Anlagenkonzept 2 Kälteeinheit	Anlagenkonzept 3: konventionelle Druckregelung und Wärmeerzeugung über Heizkessel	Position
--	--------------------------------	----------------------------------	---	----------

Ausgaben:

Betriebskostensatz/Jahr <sup>*1</sup>				11
GET	30.000,00 €	30.000,00 €		12
Wärmepumpe	8.000,00 €			13
Kälteeinheit		4.000,00 €		14
Heizkessel			2.000,00 €	15
benötigte Wärmemenge <sup>*1</sup> , 2533 MWh/Jahr	-	-	253.300,00 €	16
Summe €/Jahr	38.000,00 €	34.000,00 €	255.300,00 €	71
Kalkulationszinsfuß, %	6,53 %	6,53 %	6,53 %	18
Kapitalwert [EUR nach 20 Jahren]	823.959,72 €	1.405.795,64 €	- 3.112.046,41 €	19

### A.3 Berechnung der Wirtschaftlichkeit bei Szenariorahmen im Normalfall

Wirtschaftliche Rahmenbedingungen in der Wirtschaftlichkeitsberechnung Tabelle A 3.1:

Investitionssummen entsprechend den einzelnen Anlagenvarianten (Angebote der Hersteller) für

Pos. 1	konventionelle Druckregelung und Wärmeerzeugung über Heizkessel.....	305.000,- €
Pos. 2	Gasentspannungsturbine (GET).....	1.340.000,- €
Pos. 3	Wärmepumpe.....	200.000,- €
Pos. 4	Kälteeinheit.....	400.000,- €
Pos. 5	Investitionssumme für die jeweilige Anlage	
Pos. 6	Strompreisvergütung nach Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) 2012.....	0,143 €/kWh
	Bsp. Anlagenkonzept 1. (Vergütung/Jahr): 43,6 MWh x 0,143 €/kWh =	6.234,80 €
Pos. 7	Stromvergütung für GET nach European Energy	
	Exchange-Leipzig (EEX-Leipzig).....	0,05 €/kWh
	Bsp. Anlagenkonzept 1. (Vergütung/Jahr): 43,6 MWh x 0,05 €/kWh =	2.180,00 €
Pos. 8	Veräußerung der Kälteleistung bei einem Arbeitspreis von 153,90 €/MWh	
	Bsp. Anlagenkonzept 2. (Vergütung/Jahr): 112 MWh x 153,9 €/MWh =	17.236,80 €
Pos. 9	produzierte Wärmemenge (2533 MWh) für die Erdgaserwärmung	
	beim Anlagenkonzept 1 & 2, aktueller Brennstoffpreis (Erdgas) 0,05 €/kWh <sup>*1</sup>	
	Bsp. Anlagenkonzept 1. (Vergütung/Jahr): 2533 MWh x 0,05 €/kWh =	126.650,00 €
Pos. 11	Wartung und Instandhaltung für	
Pos. 12	GET-Wartungsvertrag.....	30.000,00 €
Pos. 13	Wärmepumpe-Wartungsvertrag.....	8.000,00 €
Pos. 14	Kälteeinheit-Wartungsvertrag.....	4.000,00 €
Pos. 15	Heizkessel.....	2.000,00 €
Pos. 16	für das Betreiben der Heizkessel bei der Anlage 3 müssen jährlich 2533 MWh Wärme zugeführt werden, es entspricht aus der Berechnung 2533 MWh x 0,05 €/kWh einem Betrag von.....	126.650,00 €
Pos. 18	Für die Bestimmung der Erlösobergrenzen nach § 4 Anreizregulierungsverordnung (ARegV) i.V.m. § 6 ARegV wird für die Dauer der zweiten Regulierungsbehörde für Neuanlagen ein Eigenkapitalzinssatz (Eigenkapitalanteil 40 %) in Höhe von 9,05 % vor Steuern <sup>*3</sup> und ein Eigenkapitalzinssatz in Höhe von 4,00 % vor Steuern [92] festgelegt	
	$i = 40 \% \cdot [9,05 \% + 400 \% \cdot 3,5 \% \cdot 9,05 \%) + 60 \% \cdot 4,00 \% = 6,53 \%$	
	Hebesatz Gewerbesteuer 400,00 %	
	Messzahl Gewerbesteuer 3,50 % [37]	

Pos. 19 Kapitalwert bei einem Betrachtungszeitraum 20 Jahren wird mithilfe der Kapitalwertmethode ermittelt den Kapitalwert einer Investition durch Abzinsung (Aufzinsung) aller Ein- und Auszahlungen der einzelnen Betrachtungsjahre zu dem Bezugszeitpunkt  $t=0$

$$C_0 = -A_0 + \sum_{t=1}^n (E_t - A_t) \cdot q^{-t}$$

Beispielberechnung Anlagenkonzept 1.

$$C_0 = -1.7400.000,00 \text{ €} + \sum_{t=1}^{20} (134.323,60 \text{ €} - 38000,00 \text{ €}) \cdot q^{-6,53} = -653.099,94 \text{ €}$$

In der Berechnung wurde jährliche Preissteigerung nicht diskontieren, für

Erdgas.....1,5 %  
 Strom.....1 %  
 Absenkung EEG.....2 % [49].

In den durchgeführten Berechnungen wurden sonstige Kosten wie z.B. Versicherungen, Steuern oder Förderungen nicht berücksichtigt.

Tabelle A 3.1: Wirtschaftlichkeitsberechnung im Normalfall

	Anlagenkonzept 1 Wärmepumpe	Anlagenkonzept 2 Kälteeinheit	Anlagenkonzept 3: konventionelle Druckregelung und Wärmeerzeugung über Heizkessel	Position
Investitionskosten <sup>*1</sup>				
Heizkessel			305.000,00 €	1
GET	1.340.000,00 €	1.340.000,00 €	-	2
Wärmepumpe	400.000,00 €	-	-	3
Kälteeinheit	-	200.000,00 €	-	4
Investitionskosten Gesamt	1.740.000,00 €	1.540.000,00 €	305.000,00 €	5

Einnahmen:

Mischvergütung EEG2012 <sup>*1</sup>	6.234,80 €	6.020,30 €	-	6
EEX-Preis (GET) <sup>*1</sup>	2.180,00 €	2.105,00 €	-	7
Kälteleistung Arbeitspreis <sup>*2</sup> AP = 153,90 €/MWh	-	17.236,80 €	-	8
produzierte Wärmemenge 2533 MWh/Jahr	126.650,00 €	126.650,00 €	-	9
Summe €/Jahr	134.323,60 €	151.296,40 €	0	10



	Anlagenkonzept 1 Wärmepumpe	Anlagenkonzept 2 Kälteeinheit	Anlagenkonzept 3: konventionelle Druckregelung und Wärmeerzeugung über Heizkessel	Position
--	--------------------------------	----------------------------------	---	----------

Ausgaben:

Betriebskostensatz/Jahr <sup>*1</sup>				11
GET	30.000,00 €	30.000,00 €		12
Wärmepumpe	8.000,00 €			13
Kälteeinheit		4.000,00 €		14
Heizkessel			2.000,00 €	15
benötigte Wärmemenge <sup>*1</sup> , 2533 MWh/Jahr	-	-	126.650,00 €	16
Summe €/Jahr	38.000,00 €	34.000,00 €	128.650,00 €	71
Kalkulationszinsfuss, %	6,53 %	6,53 %	6,53 %	18
Kapitalwert [EUR nach 20 Jahren]	- 653.099,94 €	-242.446,37 €	- 1.719.518,29 €	19

Quellen:

*1 Daten:	DBI Gas- und Umwelttechnik GmbH, Bericht vom 03.02.2014, Leipzig
*2 Daten:	Persönliche Mitteilung von Herrn Zimmermann, D (20.02.2014) eins energie in sachsen GmbH & Co. KG
*3 Daten:	Kalkulatorische Eigenkapitalverzinsung, Bundesnetzagentur für Elektrizität, Gas, Telekommunikation, Post und Eisenbahnen, § 7 Abs. 6 Gasnetzentgeltverordnung (GasNEV), 31.10.2011